

Forschungsberichte des Instituts für  
mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge

## **8. Kolloquium Mobilhydraulik**

Braunschweig, 6./7. Oktober 2014

### **Veranstalter:**

- Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge der TU Braunschweig
- Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen des Karlsruher Instituts für Technologie
- Freundes- und Förderkreis des Instituts für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge e.V.

**Herausgeber:**

Freundes- und Förderkreis des Instituts für  
mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge e.V.

Langer Kamp 19a

38106 Braunschweig

Alle hier veröffentlichten Beiträge sind als Manuskript gedruckt.  
Die Autoren sind für ihren Beitrag inhaltlich und redaktionell verantwortlich.  
Die abgedruckten Beiträge stellen die Meinung des Verfassers dar.  
Ein Nachdruck – auch auszugsweise – ist nur mit Zustimmung des  
Verfassers und des Herausgebers gestattet.

## **Vorwort**

Sehr geehrte Damen und Herren,

zum diesjährigen 8. Kolloquium Mobilhydraulik begrüßen wir wieder zahlreiche Fachleute der Mobilhydraulik und mobiler Maschinen in Braunschweig. Die Veranstaltung wird alle zwei Jahre wechselweise an der TU Braunschweig und dem Karlsruher Institut für Technologie ausgerichtet, zuletzt 2012 mit großem Erfolg bei Prof. Marcus Geimer am Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen in Karlsruhe. Die Veranstaltung wurde von Prof. Hans-Heinrich Harms in Braunschweig etabliert. Nach seinem Ruhestand im Jahr 2010 führte Prof. Thorsten Lang interimweise das Institut und die mobilhydraulischen Aktivitäten fort. Und so stand auch das Kolloquium Mobilhydraulik unter der Patenschaft von Prof. Lang bis er im April dieses Jahres plötzlich verstarb. Das war ein Schock und ist ein schwerer Verlust für uns alle. Das Kolloquium findet nun unter meiner Verantwortung statt, als Nachfolger von Prof. Harms und Leiter des Instituts für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge.

Neben uns als veranstaltendem Institut und unserem Förderverein wird die Tagung in bewährter Weise vom Arbeitskreis Agrartechnik und mobile Arbeitsmaschinen des VDI Bezirksvereins Braunschweig, den VDMA-Fachverbänden Fluidtechnik, Landtechnik sowie Bau- und Baustoffmaschinen und natürlich durch das Partnerinstitut aus Karlsruhe von Prof. Geimer unterstützt, wofür ich mich an dieser Stelle ganz herzlich bedanke.

Mein besonderer Dank gilt allen Referenten, den unterstützenden Firmen, den Diskussionsleitern, dem Programmausschuss und meinen Mitarbeitern, insbesondere Herrn Dipl.-Ing. Thees Vollmer und Frau Dipl.-Wirtsch.-Ing. Kirsten Wulfmeier, die die Organisation des Kolloquiums übernommen haben.

Das Besondere des Kolloquiums liegt bekannter Maßen darin, dass die Referenten ihre Vorträge durch ausgestellte Vorführmaschinen oder Demonstrationsobjekte ergänzen. Der direkte Übertrag vom gesprochenen Wort zum Praxisobjekt findet durch die bewährte

Koppelung von Fachvorträgen mit praktischen Vorführungen statt und bietet einen einmaligen anwendungsnahen Erfahrungsaustausch zwischen der Hydraulikindustrie, den Maschinenherstellern und der Wissenschaft. Der inhaltliche Schwerpunkt des Kolloquiums wird wieder die Hydraulik sein, wie sie in modernen mobilen Maschinen Verwendung findet. Es werden die aktuellen Entwicklungen vorgestellt und zur Diskussion gestellt – von neuen Komponenten über Systemlösungen bis hin zu effizienteren Entwicklungsmethoden. Allein die Übersicht der Vortragstitel des diesjährigen Braunschweiger Kolloquiums macht schon eines deutlich: Mobilhydraulik ist weit mehr als Fluidtechnik – es ist die innovative Vernetzung der technischen Disziplinen. Darüber hinaus bietet in diesem Jahr der gesellige Abend in der Dornse, der „Guten Stube“ im Braunschweiger Altstadttrathaus, ausreichend Möglichkeit für die Kontaktpflege und für Fachgespräche in geschichtsträchtiger Atmosphäre.

Wir freuen uns auf eine Tagung mit umfangreicher Information und Kommunikation und wünschen Ihnen einen angenehmen Aufenthalt in Braunschweig.

Im Namen aller Mitarbeiter des Instituts  
Ihr

A handwritten signature in blue ink, appearing to be 'A. G. ...', is written over a faint, light blue circular stamp. The signature is fluid and cursive.



# Inhalt

P. Labenda, C. Kempermann, D. Oltmanns	Rekonfigurierbare elektrohydraulische Linear- und Rotativ-Aktuatoren .....1
D. Wroblewski	New Electronic Proportional Valve System with Dual Spool Architecture .....9
W. Bauer, H. Dyck, F. Sitzler	Bessere Federungseigenschaften mit dem richtigen Setup: Modulare Systeme ermöglichen eine schnellere und bessere Anpassung an die Anwendung .....25
T. Vollmer, J. Untch, L. Frerichs	Hydraulische Lastzyklen von Tanks mobiler Maschinen .....37
R. Roskam, J. Andreae, D. Dobkowitz	Serientauglicher Hydraulikcontroller auf Open-Source- Basis für die modellbasierte Entwicklung hydraulischer Systeme .....47
C. Danner, U. Kneitz	Zukunftsweisende Fahrzeugmesstechnik und Simulationsmethoden für mobile Arbeitsmaschinen .....57
R. Schrempp, F. Schmid, M. Neuner	Elektronik als Potential in der hydrostatischen Antriebstechnik .....77
T. Reich, P. Nagel, M. Geimer	Beurteilung des Einsparpotentials eines hybriden Teleskopladers mithilfe eines Rollenprüfstandes .....83
B. Greye, F. Meyer, A. Ligocki	Ein System zur Detektierung von hydraulischen Verlustleistungen in mobilen Arbeitsmaschinen .....93
D. Feld, M. Keßler, F. Bauer	Hydrospeicher mit schaumgefüllter Blase – Potenziale hinsichtlich Energiekapazität und Wirkungsgrad .....105
T. Götz, J. Marks	Poclain Hydraulics AddiDrive™ for Heavy Commercial Vehicle .....117
R. Käsler, R. de Zaaijer	Zukunftsweisende elektro-hydraulische Lenksysteme .....123



# **Rekonfigurierbare elektrohydraulische Linear- und Rotativ-Aktuatoren**

**Dr.-Ing. P. Labenda, Dr.-Ing. C. Kempermann, D. Oltmanns**

Fluitronics GmbH  
Europark Fichtenhain B2  
47807 Krefeld  
E-Mail: labenda@fluitronics.com

## **Abstract**

Elektrohydraulische Stellsysteme bestehend aus dezentraler Leistungserzeugung und -versorgung sowie hydromechanischer Wandlung kommen sowohl in stationären als auch mobilen Anwendungen zum Einsatz. Sie vereinen die Vorteile der Domänen Elektrotechnik und Hydraulik, wobei die Antriebslösungen bislang größtenteils anwendungsspezifisch entwickelt und umgesetzt werden. Hierdurch weisen die Systeme nur geringe Konfigurationsmöglichkeiten, eine minimale Flexibilität und wenige Möglichkeiten der Wiederverwendung in Folgeprojekten auf.

Diesen Defiziten kann durch das vorgestellte Konzept rekonfigurierbarer elektrohydraulischer Stellsysteme entgegengewirkt werden. Unter Verwendung von standardisierten Schnittstellen zwischen elektrohydraulischen Basisversorgungseinheiten und unterschiedlichen hydromechanischen Aktuatoren können flexibel und zeitnah adaptierbare Lösungen generiert werden.

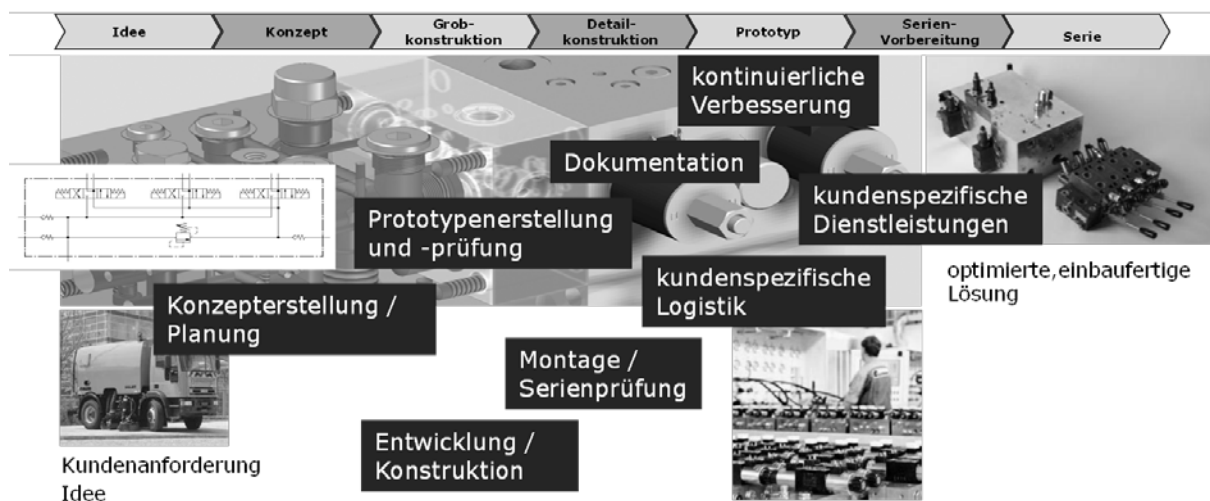
Der Beitrag veranschaulicht die Potenziale dieses Konzeptes und stellt ein rekonfigurierbares System exemplarisch vor. Der Demonstrator veranschaulicht Gestaltungs- und Anwendungsmöglichkeiten des Konzeptes.

**Schlüsselwörter:** Elektrohydraulik, Rekonfigurierbarkeit, dezentrale Stellsysteme, Baukastensystem

# 1 Einführung und Motivation

Die Fluitronics GmbH mit Sitz in Krefeld ist ein innovatives Engineering-Unternehmen, das seit mehr als 60 Jahren intelligente Lösungen auf den Gebieten der fluidtechnischen und elektrohydraulischen Antriebs- und Steuerungstechnik entwickelt und umsetzt [1]. Diese Lösungen finden Anwendung sowohl in Mobil-maschinen als auch stationären Industrieanlagen und reichen von individueller Ventiltechnik und Steuerblöcken über hydrostatische Antriebe bis hin zu Kompakt- und Großaggregaten. Mit einem deutlichen Fokus auf Mobilanwendungen arbeitet das Unternehmen mit mittlerweile mehreren Hundert Kunden beispielsweise in der Kommunal- und Recyclingwirtschaft, Land- und Forst-technik, im Bau- und Tiefbauwesen, der Energie- und Rohstoffgewinnung sowie in der Schienentechnik und Intralogistik zusammen. Diese Anwendungsgebiete sind geprägt von einem hohen Grad der Spezialisierung auf die Wünsche der Maschinenanwender, bei Jahresstückzahlen von unter Hundert bis wenigen Tausend.

Die übergeordneten Zielsetzungen des Unternehmens sind die Bereitstellung kundenspezifischer, einbaufertiger Komplettlösungen sowie deren effiziente Systemintegration in die Gesamtanlagen des Kunden. Die Strukturierung und die Koordination der hierfür erforderlichen Prozesse innerhalb des Unternehmens erfolgen unter Zuhilfenahme eines speziell hierfür aufgesetzten Produktentstehungsprozesses (PEP), der sich grob in die Abschnitte Prototypenentwicklung und Serie untergliedern lässt.



**Bild 1: Zentrale Phasen und Bestandteile des PEP bei der Fluitronics GmbH**

Diese beiden Abschnitte unterliegen grundsätzlich zwei unterschiedlichen Ansprüchen. Während die Prototypenentwicklung darauf abzielt, möglichst

zeitnah ein Funktionsmuster als integrierte Lösung beim Kunden zum Einsatz zu bringen und zu testen, konzentriert sich der Abschnitt Serie auf die Bereitstellung qualitäts- und kostenoptimierter Systeme, die wettbewerbsfähig auf dem Markt positioniert werden können.

Folglich existiert insbesondere im Bereich der Prototypenentwicklung der Bedarf an einfach, flexibel und zeitnah (re)konfigurierbaren Baukastensystemen, die durch das Zusammenstellen von Gesamtlösungen aus „standardisierten“ Einzelbaugruppen auf die jeweils vorliegende Anwendung beim Kunden adaptiert werden können. Die Umsetzung eines entsprechenden Baukastensystems stellt dann einen erforderlichen Kompromiss zwischen zeiteffizienter und anforderungsgerechter Bereitstellung des Prototypen dar. Andererseits besteht damit auch die Möglichkeit, Kleinserienbedarfe der Kunden und häufigere, evolutionäre Überarbeitungen des Gesamtsystems zeitnah und effizient zu bedienen.

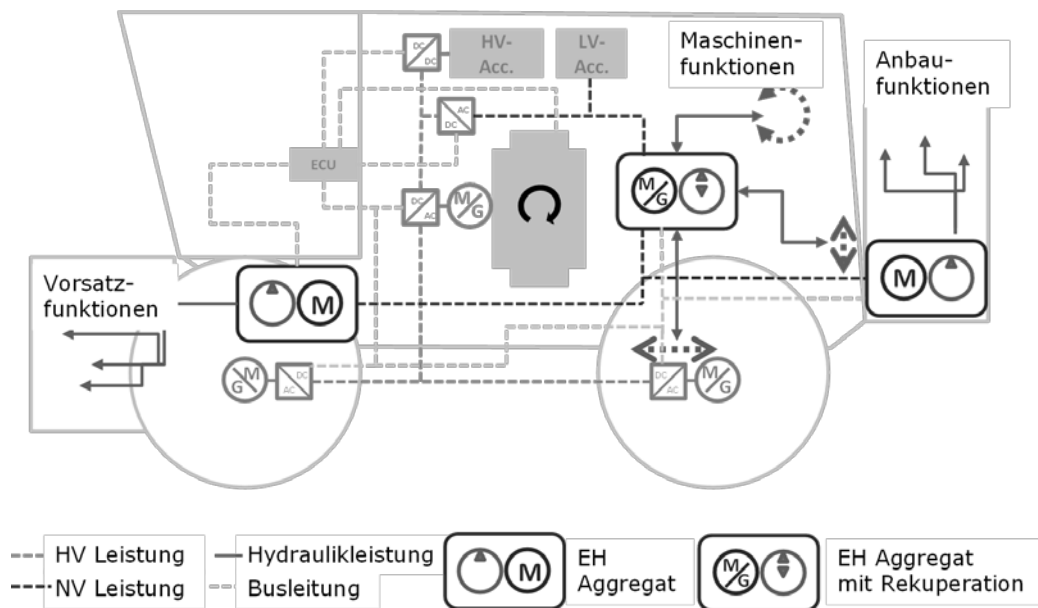
## **2 Abgrenzung und Zielsetzung**

Im Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen ist eine zunehmende Hybridisierung und Elektrifizierung zu beobachten (z.B. [2-4]). Hierdurch steht neben einer zumeist bereits vorliegenden hydraulischen vermehrt eine elektrische Leistungsversorgung zur Verfügung, die für die Umsetzung von Arbeitsfunktionen genutzt werden kann. Naheliegend ist es, diese beiden Energieformen nicht als alternativ oder konkurrierend zu betrachten sondern vielmehr zu versuchen, deren Potenziale synergetisch zu nutzen. Kann die Hydraulik unter anderem als kompakt und leistungsstark beschrieben werden, so ist die Elektrotechnik insbesondere hochdynamisch und besonders effizient in der Leistungsübertragung.

Folglich gewinnen sogenannte dezentrale Systeme an Bedeutung, die zwar von einer zentralen, elektrischen Energieversorgung gespeist werden, die aber dezentral sowohl die elektrohydraulische Leistungserzeugung und -wandlung übernehmen als auch für die Steuerung oder Regelung der hydraulischen Arbeitsfunktionen verantwortlich sind (siehe Bild 2) [5].

Die Zielsetzung der in diesem Beitrag beschriebenen Entwicklungsarbeit ist die Umsetzung eines exemplarischen dezentralen Antriebssystems, welches sich zusätzlich durch eine flexible Rekonfigurierbarkeit auszeichnen soll. Hierdurch soll insbesondere dem beschriebenen Anspruch der zeiteffizienten Bereitstellung

von Funktionsmustern in der Prototypenentwicklung und der Bedienung kleiner und sich verändernder Serienbedarfe begegnet werden.



**Bild 2: Beispiel einer dezentralen Architektur einer Arbeitsmaschine [5]**

### 3 Stand der Technik

Herkömmliche elektrohydraulische Stellsysteme werden anwendungsspezifisch entwickelt. In Abhängigkeit von den erforderlichen Stellbewegungen, Leistungen und weiteren Anforderungen werden individuell zum einen die elektro-hydraulische Leistungsversorgung und -erzeugung konzeptioniert und ausgestaltet. Zum anderen werden der zu nutzende hydromechanische Wandlertyp, der z.B. in Form von Linearaktoren, Rotationshydromotoren oder Schwenkantrieben vorliegen kann, sowie mögliche Messverfahren und nutzbare Sensortechnologien bereits frühzeitig im Konzept anwendungsspezifisch mit berücksichtigt. Die erforderliche Leistungs-, Steuerungs- und Kommunikationstechnik werden anschließend auf das erarbeitete Konzept angepasst.



**Bild 3: Beispiele elektrohydraulischer Stellsysteme (ohne Aktuatoren)**

Diese Systeme weisen zumeist eine geringe Integrationsstufe von elektrohydraulischer Leistungsversorgung und genutzten Aktuatoren sowie der verwendeten Steuerungs- und Kommunikationstechnik dar. Erst in den vergangenen Jahren hat es Entwicklungen mit höherer Integrationsstufe gegeben (Bild 4).

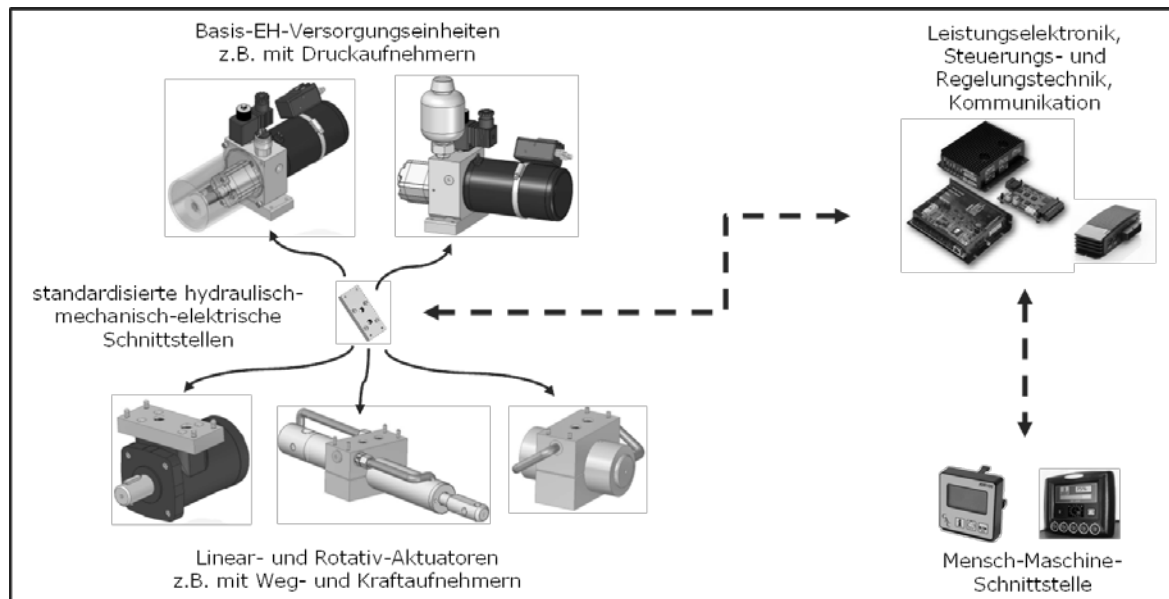


**Bild 4: Beispiele integrierter Elektrohydraulikantriebe**

Der Fokus auf eine höhere Integration von elektrohydraulischer Versorgung und Aktuator hat bisher ausschließlich zu Linearaktuatoren geführt, wobei Rotations- und Schwenkantriebe vollständig vernachlässigt werden. Schlussendlich weisen die Systeme aber keine Konfigurationsmöglichkeiten, eine minimale Flexibilität zur Anpassung an geänderte Einsatzbedingungen sowie wenige Möglichkeiten zur Wiederverwendung auf. Wenige Systeme werden als Baureihen-Entwicklungen beschrieben, so dass lediglich eine geringe Flexibilität für die Anwendungstechnik gegeben ist (z.B. [6]).

## **4 Rekonfigurierbares, elektrohydraulisches Stellsystem**

Die zuvor formulierten Inhalte haben bei der Fluitronics GmbH zu einem Konzept für die Umsetzung rekonfigurierbarer elektrohydraulischer Stellsysteme geführt (Bild 5).

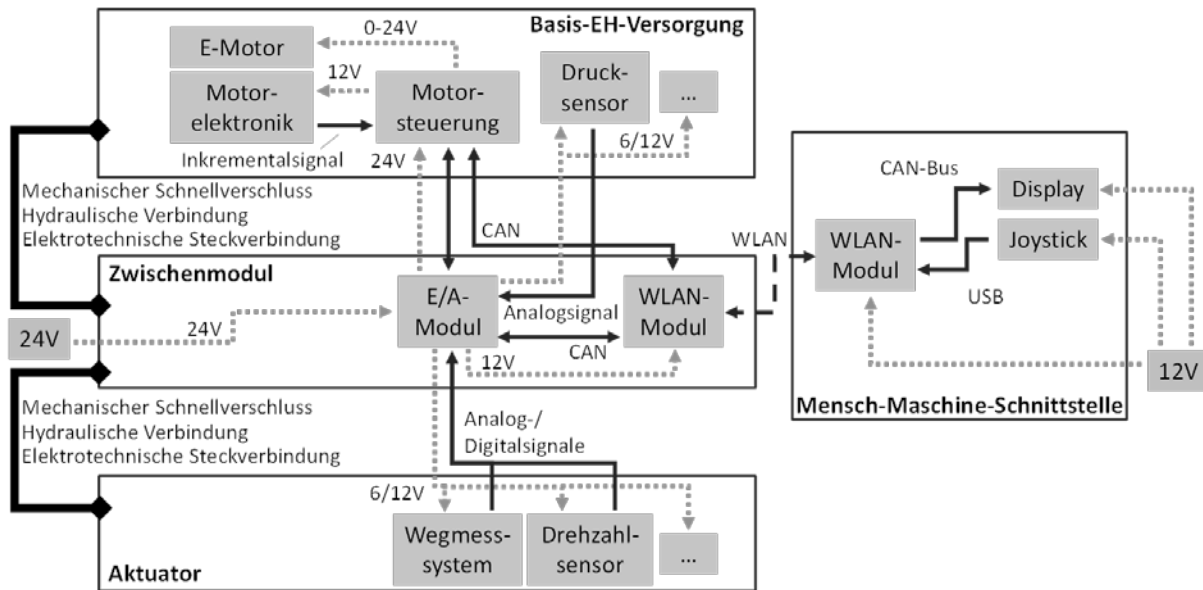


**Bild 5: Konzept rekonfigurierbarer elektrohydraulischer Stellsysteme**

Ausgehend von der Zielsetzung der zeitnahen Umsetzung von Prototypen auch bei unterschiedlichen Kundenanwendungen und -anforderungen sollen Gesamtlösungen bestehend aus elektrohydraulischen Basis-Versorgungseinheiten, den erforderlichen Aktuatoren, der benötigten Leistungselektronik, Steuerungs-, Regelungs- und Kommunikationstechnik sowie der Mensch-Maschine-Schnittstelle einfach und effizient erzeugt werden können, wobei zudem auf eine möglichst integrierte Umsetzung geachtet werden soll.

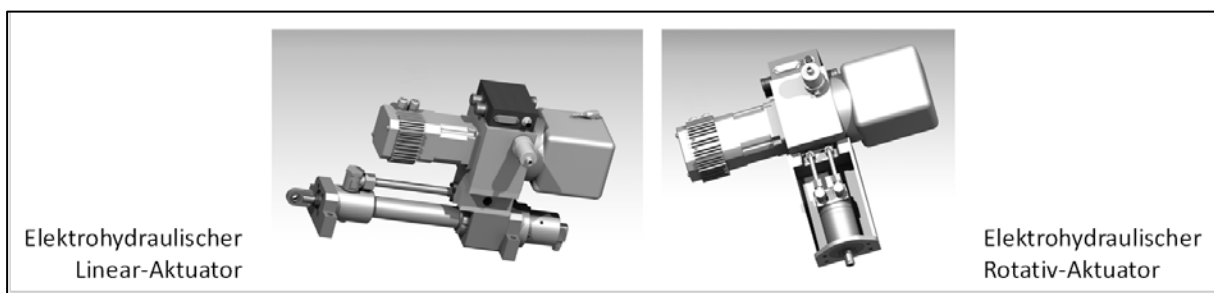
Die Grundlage dieses Konzeptes stellen Zwischenmodule mit standardisierten hydraulisch-mechanisch-elektrischen Schnittstellen zwischen den jeweiligen Versorgungseinheiten und den nutzbaren hydromechanischen Aktuatoren dar. Diese dienen folglich dem Zweck, die einzelnen Baugruppen zum einen mechanisch und hydraulisch als auch zum anderen elektrotechnisch auf eine einheitliche Art und Weise miteinander zu koppeln. Mit Bezug zur Mechanik und Hydraulik geschieht dies durch die Verwendung genormter Flansche und Lochbilder. In Zusammenhang mit der Leistungselektronik, der Steuerungs- und Regelungstechnik sowie der Kommunikationstechnik und Mensch-Maschine-Schnittstelle erfolgt dies durch die Integration von Komponenten in die jeweiligen Baugruppen (mit Ausnahme der Mensch-Maschine-Schnittstelle) sowie die Nutzung von Feldbussystemen. Die Architektur eines rekonfigurierbaren elektro-hydraulischen Stellsystems ist in Bild 6 dargestellt.





**Bild 6: Architektur rekonfigurierbarer elektrohydraulischer Linear- und Rotativ-Aktuatoren**

Das Bild veranschaulicht die einzelnen Baugruppen, die wichtigsten Energieflüsse sowie die Kommunikation zwischen den einzelnen Komponenten. Gezeigt ist ein exemplarisches System kleiner Leistung, das extern mittels Gleichstrom gespeist wird. Die Mensch-Maschine-Schnittstelle bestehend aus Joystick, Display und WLAN-Modul sowie das Stellsystem können als separate Baugruppen aufgefasst werden, die kabellos miteinander kommunizieren. Beide Baugruppen stellen in sich gekapselte Systeme dar, die lediglich an die erforderliche Spannungsversorgung angeschlossen werden müssen. Das gezeigte Zwischenmodul dient als Kopplung zwischen Basis-EH-Versorgung und genutztem Aktuator. Hierbei kann es sich um Linear- oder Rotativaktoren mit den entsprechenden Sensorkomponenten handeln. Das Konzept hat bereits zur Umsetzung von Stellsystemen geführt, die in Bild 7 veranschaulicht werden.



**Bild 7: Beispiele eines rekonfigurierten elektrohydraulischen Stellsystems**

Die Gestaltungs- und Anwendungsmöglichkeiten werden auf dem 8. Kolloquium Mobilhydraulik an der TU Braunschweig unter Zuhilfenahme eines umgesetzten Demonstrators präsentiert.

## 5 Fazit und Ausblick

Dieser Beitrag stellt ein Konzept für die Umsetzung von rekonfigurierbaren elektrohydraulischen Linear- und Rotativ-Aktuatoren zur Nutzung als dezentrales Stellsystem vor. Das Konzept hat die Potenziale, ein Engineering-Unternehmen wie die Fluitronics GmbH sowohl in die Lage zu versetzen, die Phase der Prototypenentwicklung im Bereich mobiler Arbeitsmaschinen merklich zu verkürzen und dem Kunden möglichst zeitnah ein integriertes Funktionsmuster zur Verfügung zu stellen, als auch die Anforderungen im serienorientierten Spezialmaschinenbau zu erfüllen. Mit der Fertigstellung eines Demonstrators soll das Konzept einerseits potenziellen Kunden vorgestellt werden, andererseits eine Diskussion mit den Herstellern von Bauelementen über die baukastengerechte Gestaltung von Funktionsbauteilen angeregt werden.

## 6 Literatur

- [1] [www.fluitronics.com](http://www.fluitronics.com); Stand: 15.08.2014.
- [2] Geimer, M.; Synek, P.-M. (Hrsg.): Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 4. Fachtagung, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, 2013.
- [3] Breu, W.; Pichlmaier, B.; Szajek, A.: Electrification of tractors – challenges and strategies. Conference Agricultural Engineering, VDI-MEG, 2013.
- [4] Niemöller, B.; Thiel, M.: Potato harvester with add on generator and an electric wheel drive – System design, field test, validation. Conference Agricultural Engineering, VDI-MEG, 2013.
- [5] Sandkühler, G.; Kempermann, C.; Börger, L.; Klasmann, M.: Embedded Hydraulics in Electric Hybrid Vehicle Systems. Conference Agricultural Engineering, VDI-MEG, 2013.
- [6] [www.eh-d.de](http://www.eh-d.de); Stand: 15.08.2014.
- [7] [www.boschrexroth.de/country\\_units/europe/germany/de/branchen/xy/kunststoffmaschinen/produkte/spritzgiess/?oid=501811](http://www.boschrexroth.de/country_units/europe/germany/de/branchen/xy/kunststoffmaschinen/produkte/spritzgiess/?oid=501811); Stand: 15.08.2014.
- [8] [www.voith.com/de/produkte-leistungen/antriebstechnik/hydrauliksysteme/systemtechnik/servo-linearantriebe-cldp-51067.html](http://www.voith.com/de/produkte-leistungen/antriebstechnik/hydrauliksysteme/systemtechnik/servo-linearantriebe-cldp-51067.html); Stand: 15.08.2014.
- [9] [www.oelhydraulik-und-pneumatik.de/static/Landingpage/Kurzbericht/Parker\\_Hannifin\\_entwickelt\\_Compact\\_EHA,10301/](http://www.oelhydraulik-und-pneumatik.de/static/Landingpage/Kurzbericht/Parker_Hannifin_entwickelt_Compact_EHA,10301/); Stand: 15.08.2014.
- [10] [www.micromotor.ch/de/anwendungen/elektrohydraulik-zyylinder](http://www.micromotor.ch/de/anwendungen/elektrohydraulik-zyylinder); Stand: 15.08.2014.

# **New Electronic Proportional Valve System with Dual Spool Architecture**

**Dr.-Ing. D. Wroblewski**

Danfoss Power Solutions  
Nordborgvej 81  
DK-6430 Nordborg, Denmark  
E-Mail: [dwroblewski@danfoss.com](mailto:dwroblewski@danfoss.com)

## **Abstract**

The paper describes a novel load sense valve system with the objective to enhance the hydraulic control of working functions through advanced use of sensor and programmable controller technologies. The new valve system includes open dual spool architecture with few mechanical elements and separated metering edges, a dynamic valve control and freely configurable software functions. The valve features load-independent flow and pressure control for positive and negative loads and complies with common load sense techniques by supporting both hydraulic and electronic load sense control. Due to the transfer of mechanical control functionality into smart software the working function control can be adapted even more application specific and customer individually. Flow, maximum pressure and stability requirements can be met very precisely.

**Schlüsselwörter:** proportional control valve, dual spool architecture, electronic pressure compensation, load sense, separated metering edges, active oscillation damping, regeneration, prioritized flow distribution

# 1 Introduction

Today the most working functions of mobile machinery are equipped with proportional valves with a common spool for the fluid control to the hydraulic actuator. Together with the interaction of additional components, like load-holding valves, accumulators, etc., these proportional valves adequately satisfy the requirements towards productivity and safe operation of the machine. The increasing aspiration for high productivity, reduction of total cost of ownership plus intensified emission legislations put this approach more and more into question.

Against this background the proportional valves with separated metering edges move into the spot light. At these the meter-in flow and meter-out flow is individually controllable. Thus, both positive and negative loads can be controlled precisely, load-independent and efficiently. Along with a transfer of mechanical control functionality into smart software plus an optimized load sense control these systems can generate significant added value for machine manufacturers and their customers.

## 2 Valve Concept

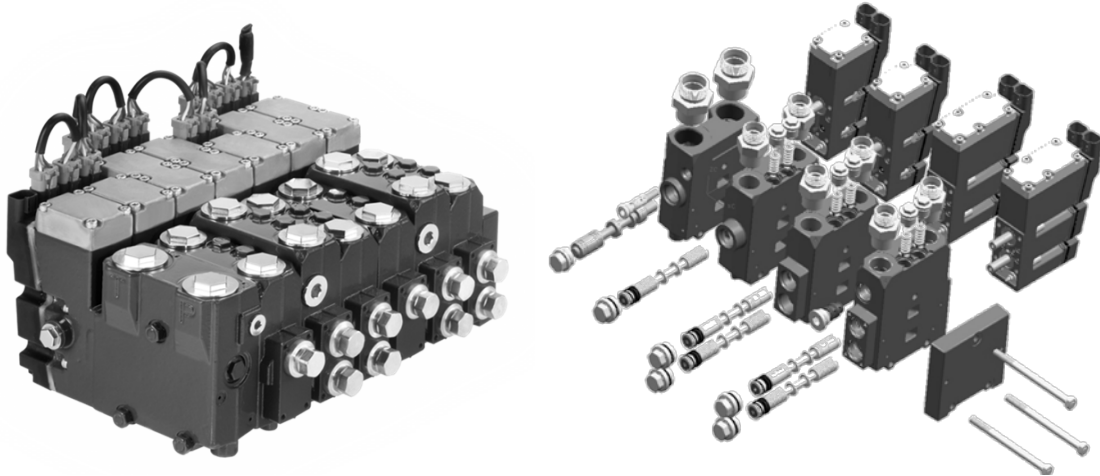
In order to commercialize these potentials Danfoss has developed a novel load sense valve system with the objective to enhance the hydraulic control of working functions through advanced use of sensor and programmable controller technologies. Consequently, the valve can – by configuration of software parameters – be specifically and customer individually applied to a wide variety of applications.

The new valve system includes open dual spool architecture with few mechanical elements and separated metering edges, a dynamic valve control and freely configurable software functions. The interaction of these various domains enable enriched controllability and thereby productivity, improved energy efficiency, shorter application adaption time and let expect a reduction of total cost of ownership.

The PVX valve system is made of modular elements, comprising an inlet section and up to 12 service sections with two ports per section. The inlet section is linked via an external CAN-bus with the machine controller and receives flow commands and flow direction for each service section. Further, the inlet section communicates to the service sections by an internal CAN-bus, sharing

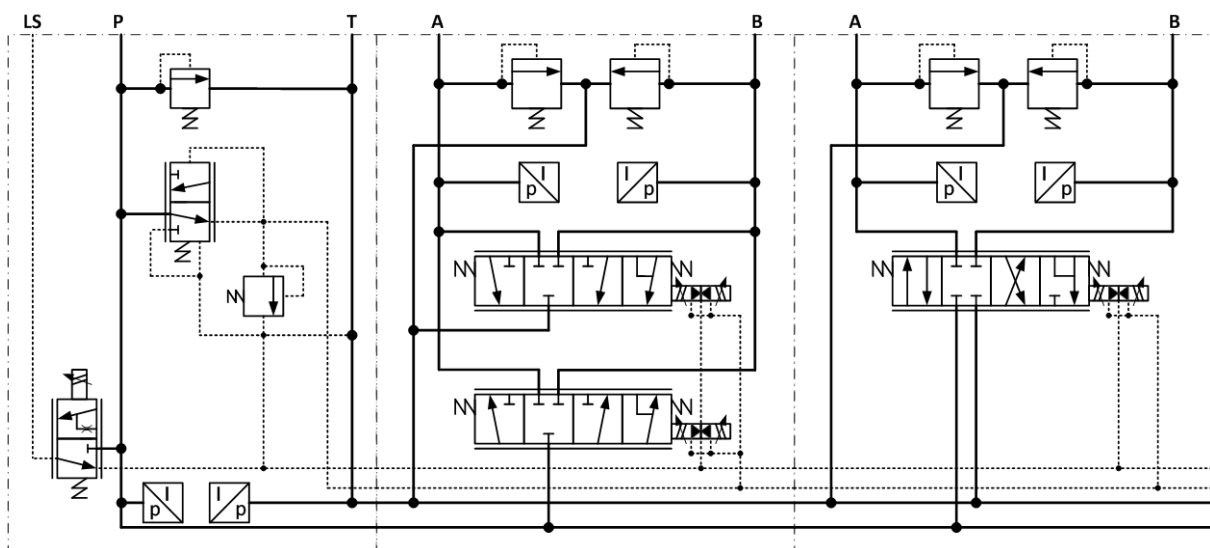
information of service flow commands, respective port pressures, spool positions and spool flows.

The valve is designed for a maximum working hydraulic pressure of 420 bar and a maximum pump flow of 240 lpm. The flow of a single service section is rated up to 180 lpm at 10 bar pressure drop across the spool.



**Figure 1: PVX Valve System**

In a pre-dominant valve configuration there are two main spools controlling the metering to the working function. A pump associated spool controls the meter-in flow, the tank associated spool controls the meter-out flow. Overall there are three different spool sizes available: 20 lpm, 90 lpm and 180 lpm. The actual demanded spool flow in relation to the CAN command and the actual flow characteristic is configured by software parameterization.

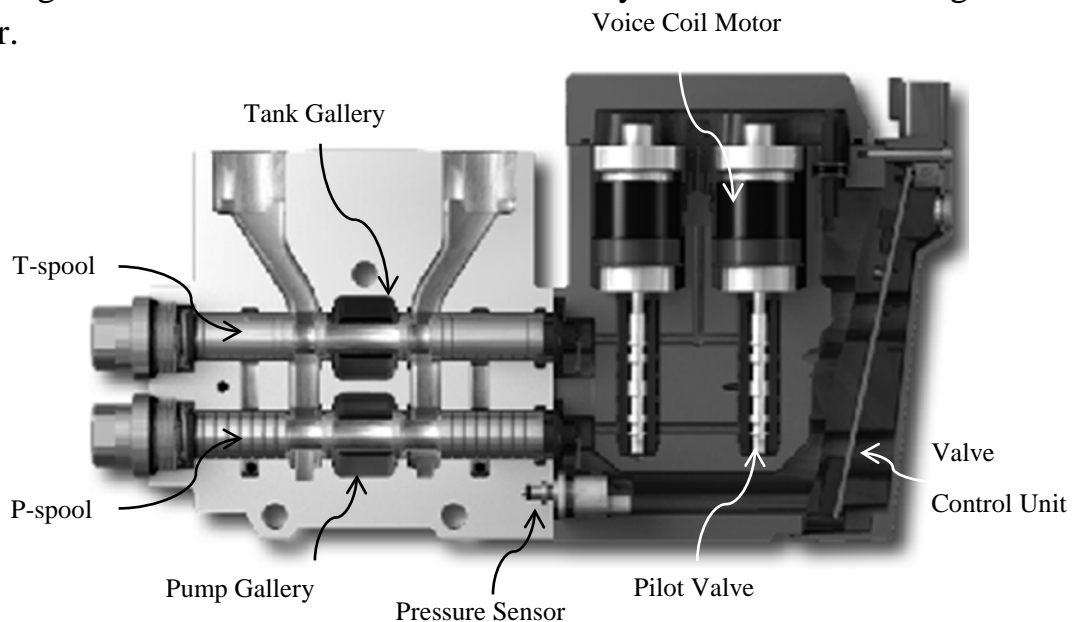


**Figure 2: Hydraulic circuit of inlet section, two spool service section and single spool service section**

As a result of the configured operation mode and the desired flow the logic in the valve control unit calculates the necessary spool position. The dynamic valve control equipped with voice coil technology gets the main spools to the calculated position. In contrast to traditional proportional valves the load pressure is communicated electronically. With integrated pressure sensors the pressure is measured in both ports individually and is transferred via the internal CAN-bus to the inlet section. There the software for the pump control calculates the required pump pressure and an associated control signal which thereafter generates an artificial hydraulic load sense signal for the pump.

Additional to the two spool service section a single spool service section is supported. That is normally utilized for working functions with less advanced requirements. Both options can be included by mechanical shock valves and pilot operated check valves for zero leak ports respectively load holding functionality. Also, both options can be equipped with single handle for manual control of the spool positions to overrule the electronic spool control as a safety measure.

Figure 3 shows the sectional view of a service section with attached control module. The pump associated P-spool connects the ports via the pump gallery with the pump. Similarly, the tank associated T-spool connects the ports with the tank. The pressure sensors and position sensors (not displayed) are part of the control module, as well the pilot valves for each main spool. These are designed as spring centered 4/3-control valves driven by a bidirectional acting voice coil motor.



**Figure 3: Sectional view of two spool service section**

The main spools operate within a control loop which is closed by the position sensor (LVDT). The software's control function compensates all the time the control error to assure a hysteresis free position of the spools. Jointly with the high dynamics of the voice coil motors these are essential prerequisites to achieve precise load-independent flow metering without mechanical pressure compensator.

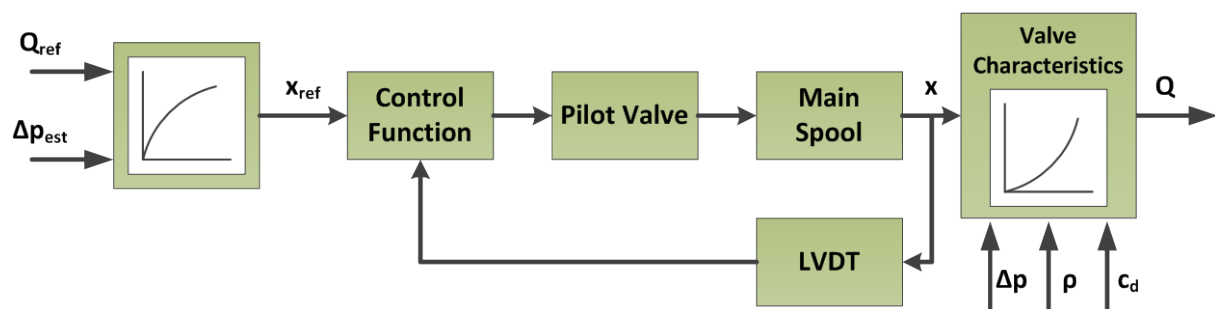
### 3 Flow and Load Sense Control

#### 3.1 Basic Flow Control

Basis for the load-independent flow metering of the PVX valve is the equation for turbulent fluid stream passing an orifice in its simplified form.

$$Q = A \times c_d \times \sqrt{\frac{2}{\rho}} \times \sqrt{\Delta p}$$

Assuming that the orifice discharge coefficient  $c_d$  and the fluid density  $\rho$  are constant, the flow  $Q$  is a function of opening area  $A$  and pressure drop  $\Delta p$ . Hence, a desired flow at a given pressure drop requires a particular orifice opening area. If, for instance, the pressure drop increases, the required opening area has to decrease in order to maintain a constant flow. This principle is transferred to the flow control of the PVX valve, where the metering notches of the main spools can be considered as orifices with turbulent fluid streaming.



**Figure 4: Control scheme of PVX flow control**

Figure 4 illustrates the flow control scheme in the PVX valve. The desired spool flow  $Q_{ref}$  and the identified pressure drop  $\Delta p_{est}$  are input to the equation which calculates the particular spool position  $x_{ref}$  correlating to the necessary opening area. The subsequent control function and pilot valve control the spool's position according to its reference. Depending on the actual opening area, the actual pressure loss and given fluid properties the actual fluid flow then appears.

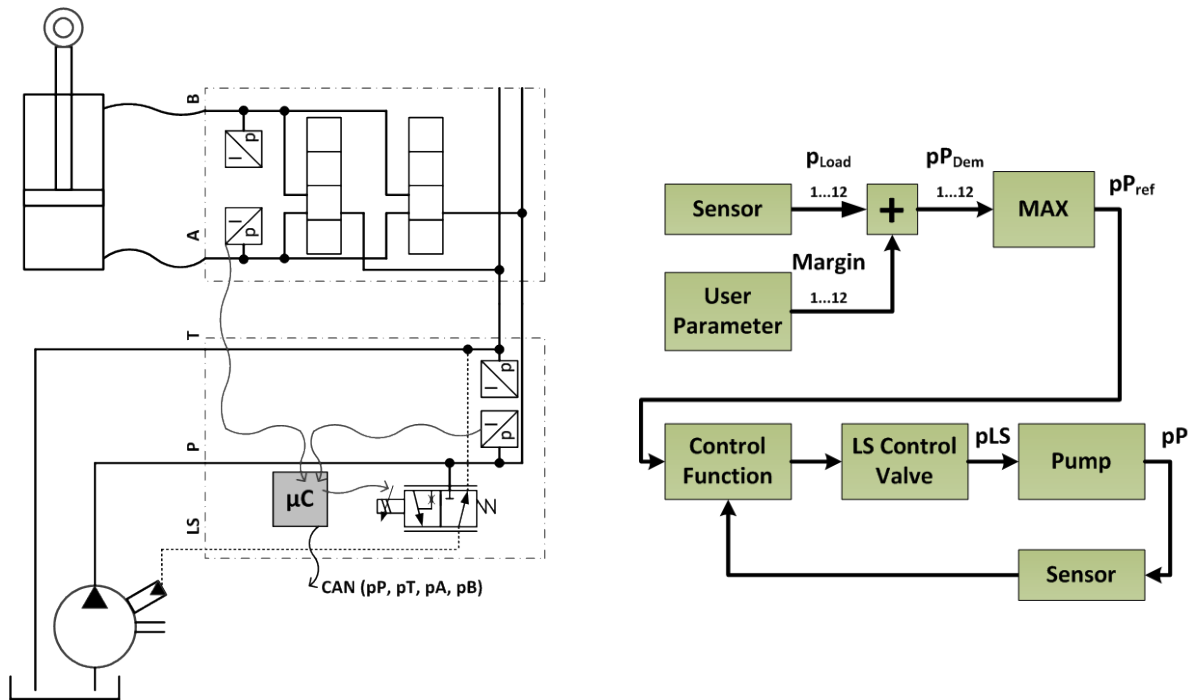
Since a fluctuating pressure drop continuously modulates the spool position there isn't any longer a fixed correlation between spool position and spool flow. The compensation of pressure changes is exclusively achieved by the adjustment of opening area respectively spool position. The identification of the pressure drop takes place by direct measurement of the port pressure and, secondly, by estimation of the local pump and tank pressures in the galleries. These are basically unknown, as the pump and tank pressures are measured in the inlet section only. Under consideration of the known P-spool and T-spool flow of each service section and its location within the valve group a pressure loss model calculates the section-specific pump and tank pressure.

### **3.2 Load Sense Control**

One further, essential innovation is the electronic communication of the load pressure within the valve group. The signals of the integrated pressure sensors are not only utilized for internal spool control functions, but also shared on the external CAN-bus. Thus, the PVX valve consequently supports electronic controlled displacement pumps at which the load pressure is communicated electronically.

To integrate the valve into a traditional load sense circuit it must output a hydraulic load sense signal. This is accomplished by connecting the LS port with the pump port, saying the pump itself pressurizes its load sense line. The artificial generated load sense pressure is hereby controlled by a separate, electronic controlled pressure valve. The PVX load sense control does not communicate the highest load pressure to the pump. Instead it communicates a LS pressure that let the pump operate on a pressure level just compensating the losses in the pump line to the valve, within the valve and the metering losses.





**Figure 5: PVX LS Control: Hydraulic schematic (left) and control scheme**

Hence, a software function firstly determines the required pump pressure at the valve's inlet. The load pressure signal from each service section is gained by its specific, user configurable pressure margin. The pressure margin complies with the minimum pressure drop between pump pressure at the inlet and load pressure. It is an essential precondition for the flow control: Only with particular pressure drop across the spool it is possible to control the spool flow, otherwise it would require an excessive wide opening area, which is limited by the maximum spool displacement.

The pressure margin is typically configured to 10 bar. Depending on the maximum flow demand to the working function higher values might be necessary. The highest gained load pressure among all service sections establishes the required pump pressure, the reference value for the subsequent control function. In coordination with the measured pump pressure the control function calculates the control signal for the LS control valve to adjusting the pump pressure to its reference.

## 4 Operation of the Valve

The most obvious and well-anticipated benefit of control valves with separated metering edges is the load-specific actuator control of the working function. Considering the positive load case, e.g. by overcoming gravity, the actuator

motion is controlled by the pump-side metering edge provided by the P-spool. In case of overrunning loads, so called negative load to the control valve, the actuator speed is controlled by the tank-side metering edge provided by the T-spool.

As the PVX valve has integrated pressure sensors the actuator control can be extended to concurrent controlled activation of both spools. One of the spools controls the flow, respectively the actuator speed, and the opposite spool controls a dedicated pressure to its associated flow.

At negative loads the T-spool controls the flow and the P-spool controls the feed-pressure to avoid cavitation. As the CAN setpoint refers to the pump side flow, the T-spool flow demand corresponds to the pump side flow scaled by the cylinder ratio.

At positive loads the P-spool controls the meter-in flow and the T-spool controls the back-pressure. Often a minimal back-pressure is preferred, but however, in some cases a particular back-pressure might be of interest to comply with distinctive stability requirements.

Beyond the apparent load cases there are still some working functions with undetermined load direction. If, for instance, the load moves over gravity center or the load has high inertia which requires acceleration and following braking. In such situations it is beneficial when both spools control each of its flow simultaneously. The P-spool flow demand is determined by the CAN input signal while the T-spool flow demand reflects the cylinder ratio plus a minor additional flow term. The additional flow term avoids potential load pressure trapping and keeps the pump pressure on a just-on-demand level. At positive load the P-spool determines the actuator speed, at negative load the T-spool does.

A fourth control mode is dedicated to control particular actuator force, e.g. for clamping or drilling applications. The pressure control is available for a single port, but there is no destined preference for either port A or port B. The P-spool pressurizes the port while the T-spool drains the port if the pressure is above its reference. The reference is configured by parameter setting or subject of CAN input signal.

**Table 1: Overview of Control Modes**

Control Mode	P-spool Control	T-spool Control	Load Case	Function Examples
1	Meter-In Flow Control	Back-Pressure Control	Positive Load	Lifting, Steering
2	Feed-Pressure Control	Meter-Out Flow Control	Negative Load	Lowering
3	Meter-In Flow Control	Meter-Out Flow Control	Positive and Negative Loads	Slewing, Over-center Functions
4	Pressure Control	Pressure Control	Constant Load on Single Port	Clamping, Drilling

For the operation of the valve a definite operation mode has to be chosen instead of a control mode. In the end the operation mode determines the applied control mode for both main spools. It is associated with load vs. movement direction, port installation and applied hydraulic circuitry, i.e. single acting, double acting or regenerative. Possible combinations for different system conditions are pre-determined in the control software and are subject for configuration.

## 5 Customization of the Valve

The modular approach is extended to integrate a wide range of normally external functions into the control software of the valve. These user-configurable software functions unfold the generic valve hardware to a specific adjusted and tuned valve onto the application. Such control software functions can be common or specific to individual service sections, so that widely differing application and operating criteria for individual machine functions can be met in just one valve. Example functions include:

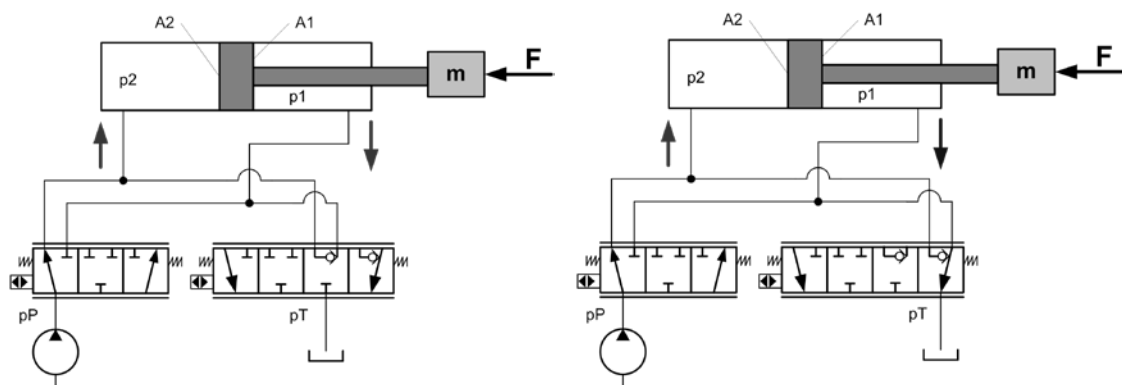
- Closed-center inlet for systems with variable displacement pumps with / without integrated P-Block safety valve functionality
- Section-specific margin pressure
- Port-specific maximum flow, progressivity and start/stop ramps
- Port-specific feed- / back-pressure
- Port-specific actuator force control
- Load-specific active oscillation damping
- Prioritized flow distribution at maximum pump flow
- Section-specific regeneration with / without load triggered deactivation

- Electronic controlled port-specific feed reduction to limit the load pressure
- Electronic controlled port-specific relief to limit the port pressure
- Section-specific floating position
- Section-specific flow oscillation (bucket shake)

Following, some of the control software functions are described in detail.

## 5.1 Regeneration with load-triggered deactivation

Regeneration is a hydraulic circuit for differential cylinders at which the flow from the rod side will be added to the supplied pump flow and led to the piston side of the cylinder. Thus, the pump supplies comparably less flow for a given actuator speed. The saved pump flow is going to be utilized by other working functions.



**Figure 6: Valve in regeneration mode (left). If the load gets too high, the valve shifts to double acting metering (right)**

In a different spool configuration the PVX valve supports the regenerative circuit, where the P-spool controls the pump-side flow contribution and the T-spool controls the flow returning from the cylinder passing through the T-spool by a check valve arrangement. This configuration enables pump pressure independent flow control during regeneration at a minimum of pressure losses. Additionally, this mode provides fine metering control for both positive and negative actuator forces. But however, the actuator force is limited in a regenerative circuit. To apply more actuator force and to finish the working task it is beneficial if the regenerative circuit gets disconnected and a much lower back-pressure acts on the rod side. Such a load-triggered deactivation is implemented in the PVX software.

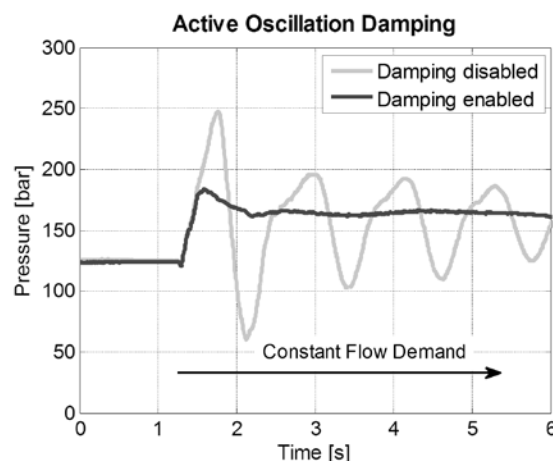
A maximum load pressure limit can be configured by which the valve automatically shifts from regenerative control mode to double acting control

mode by connecting the rod side with the tank. Hence the back-pressure decreases and the integrated check valve disconnects the regenerative circuit. The pump flow is adjusted to maintain the supplied flow to the cylinder in compliance with the input command.

## 5.2 Active Oscillation Damping

Active Oscillation Damping minimizes the pressure oscillations of the load pressure, by continuous monitoring of the pressure signal in the control unit and consequent adaption of valve flow to counteract the pressure oscillation. Although the operator would command a constant valve flow, the actual flow modulates until the oscillation is dampened.

Figure 7 shows likewise the load pressure with / without active damping while lifting of a particular load. It is obvious to see that the load pressure is slightly dampened at disabled active oscillation damping. Whereas at enabled active damping the oscillation tendency is immediately suppressed and the load pressure rather soon settles on its steady state pressure.



**Figure 7: Effect of Active Oscillation Damping**

The feature Active Oscillation Damping enables a very good controllability of the working function, independent from the inertia. The operator controls the function with comparable less back-pressure and lower set point ramp times to realize stability. The enhanced controllability leaves potential to increase the productivity of the machine.

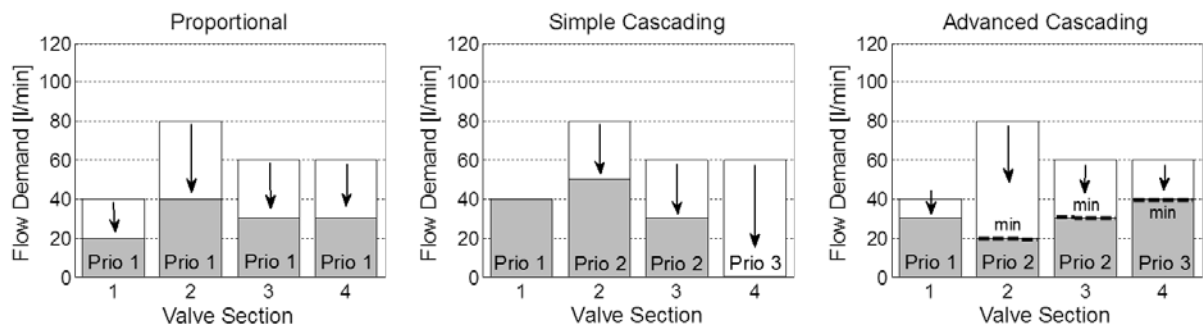
## 5.3 Smart Flow Sharing

For proportional control valves without load-independent flow sharing applies: If the operator demands more flow to the working functions than the pump can supply, the available pump flow is being shared among the functions with

lowest load pressure, which is mostly not favorable in accordance with the working task.

The PVX control avoids this uncontrolled flow sharing by allocating the maximum available pump flow to the individual working functions in a controlled manner. The feature supports different strategies: A proportional flow reduction for each function (known from post-compensated systems) or prioritized fluid supply of single or more functions.

For this purpose each function gets configured by one of three available priority classes plus a function-specific minimum flow. Does the total flow demand exceed the pump's capacity, then at first the functions with lowest priority get reduced to their minimum flow. Is that flow reduction not sufficient the functions with medium priority get reduced and latest the functions with highest priority. Figure 8 shows three possible options the feature Smart Flow Sharing provides to the machine user.



**Figure 8: Possible options of PVX Smart Flow Sharing: proportional reduction (left), prioritized reduction (center), advanced prioritized reduction (right)**

## 5.4 Electronic Controlled Load Pressure Limitation

The load pressure limitation is used for working functions that require a lower maximum pressure compared with the normal working pressure of the system. The pressure limit is individually and steplessly adjustable at each port up to 420 bar. If the port pressure approaches the configured setting the P-spool operates as feed-reducing valve and reduces the flow to the service port. Through the use of feed-reducing technique the load pressure can be limited without consuming flow. The pressure request to the pump control does not exceed the individual LS A/B setting.

## 5.5 Electronic Controlled Relief Function

The relief function is used to protect the actuator from high system pressure and pressure peaks. The relief pressure and the relief characteristic are individually and steplessly adjustable at each port. If the port pressure exceeds the configured setting the T-spool operates as relief valve and lets off the pressure to tank to maintain the pressure at maximum setting.

## 5.6 Parameterization

The software parameters are initially defined through a specification tool based on application/user specific input for the application geometry, static and dynamic performance requirements and downloaded as accordingly to the individual modules at manufacturing configuration of the valve.

The parameters can at any time be reconfigured, within given limits, by connecting with a service tool application which can be installed in the main machine controller or likewise on a laptop computer. Change of parameters can also happen “on the fly” in full operation of the machine via communication between machine control unit and valve control unit.

**PLUS+1** **PXEB Controls** **Danfoss**

Parameter	Value
Pressure Margin [Bar]	10
Joystick Deadband	0
Max Flow A [l/min]	78
Max Flow B [l/min]	45
Progressivity A	7
Progressivity B	3
Ramp Out A [ms] (Start ramp)	300
Ramp In A [ms] (Stop ramp)	320
Ramp Out B [ms] (Start ramp)	280
Ramp In B [ms] (Stop ramp)	340
Joystick Polarity	Normal
LS Boost [Bar]	0
PXEB Boot Node ID	0x21
Operation Mode	5 Flow in/out A port (pressure control on B port)
Cylinder Ratio	0,700
LS A Limit [Bar]	310
LS B Limit [Bar]	100
Load Protection pressure setting port A [Bar]	350
Load Protection pressure setting port B [Bar]	110
Regen Transition Pressure [Bar]	420
Bucket Shake	
Bucket Shake Flow [l/min]	0,0
Bucket Shake Frequency [Hz]	1,00

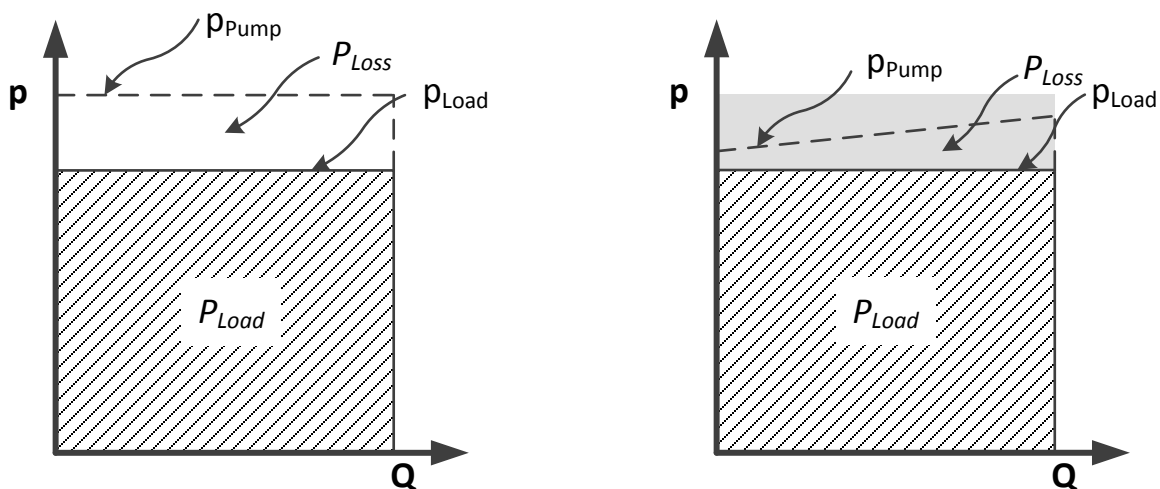
**Figure 9: PLUS+1 service & diagnosis tool for the PVX valve, limited parameter selection is shown**

## 6 Discussion of the Energy Efficiency Potential

The energy saving potential of control valves with separated metering edges especially breaks thru at functions with undetermined load direction along the movement. For such load requirements it is often common standard to throttle the meter-out flow as such that the pump associated metering edge controls the speed of the load for all load conditions. Thus, an exclusively high back pressure is induced at positive load which is not required for control purposes but let the pump pressure increase needlessly. The pressure losses on the meter-out stream usually correlate to the controllability demands of the function.

Using the PVX valve it is not necessary to permanently throttle the meter-out flow, because in case of negative load the T-spool controls the load speed. Basically it is not required to raise the pump pressure just for lowering the load. The pump then operates on its stand-by pressure level which is just utilized for avoiding cavitation on the meter-in side. In case of positive load the outlet opening area gets maximal and the function can be operated with minimum back pressure. Consequently the load pressure is relatively lower and the pump operates on lower pressure level.

The energy saving potential of PVX load sense control can be obtained at Figure 10. Basis for the comparison is a traditional LS control (to the left). The pump just supplies the flow needed for the working task. The pump pressure is elevated by the LS compensator adjustment down on the pump. The pressure loss – comprising P-line losses and valve losses – is always constant, independent from the flow consumption.



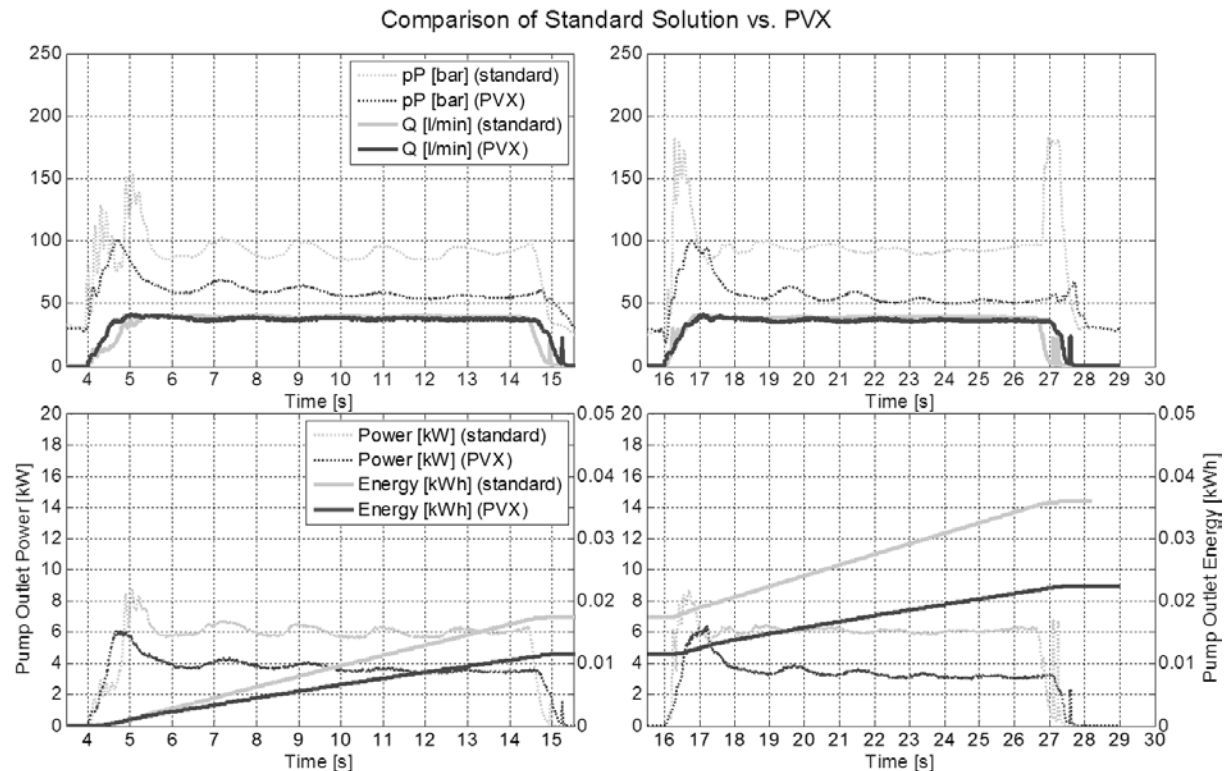
**Figure 10: Comparison of power loss  $P_{Loss}$  between traditional LS system (left) and PVX LS system (right)**



In contrast to this principle the PVX LS control function controls a constant pressure drop between valve inlet and highest load. This has consequences to the actual pump pressure on different pump flow. At low pump flow the pump pressure is almost equal to the inlet pressure as the pump line loss is marginal. With growing pump flow the line loss increases and the pump pressure increases to compensate for the losses. At maximum pump flow the losses are supposedly equal between the two systems.

But still then the pump pressure demand of PVX is likely lower because the pump has not to compensate for flow losses in the pressure compensator. Even though the pressure margin is minimal a maximal opened pressure compensator would still restrict the flow. This kind of loss might potentially amount to the order of 7 bar at a flow rate of 120 lpm.

Even the design of the valve with its few mechanical elements and modest fluid channels contributes to an improved energy balance. The pump and tank gallery are well-spaced, giving capacity for high flow consumption and resulting to low pressure losses within the valve group. The impact of the absent pressure compensator has been already discussed.



**Figure 11: Comparative illustration of utilized power to output the same actuator work; single working function with undetermined load direction**

In its entirety does the PVX valve provide a huge potential to operate the working function with relatively lower pump pressure. This leads to significant lowered energy consumption of the hydraulic system, see Figure 11. That potential can be easily exploited at applications at which positive and negative loads at the valve are almost equally present and therefore standard solutions have incorporated throttling techniques to the meter-out flow. Field tests with forestry machines, for instance, have verified a fuel reduction by up to 25% per working cycle. If these working functions with undetermined load direction dominate the machine's total duty cycle the fuel savings considerably contribute to a reduction of total cost of ownership.

## **7 Summary**

The PVX valve is an electronically controlled proportional control valve for working functions of mobile machinery. It combines in a comprehensive manner proportional valve technology with pressure sensor and micro-controller technology. The valve features load-independent flow and pressure control for positive and negative loads and complies with common load sense techniques by supporting both hydraulic and electronic load sense control.

The concept of the dual spool architecture with separated metering edges and few mechanical elements, integrated pressure sensors, a dynamic valve control and freely configurable software functions opens up new opportunities to the design and operation of the working functions of machines. Due to the transfer of mechanical control functionality into smart software the working function control can be adapted even more application specific and customer individually. Flow, maximum pressure and stability requirements can be met very precisely.

Moreover, the integrated sensors enable the simplification of additional components, like load-holding valves, accumulators etc., respectively their elimination in selected cases. It has been verified that the valve provides excellent controllability which potentially improves the machine's productivity while consuming less hydraulic energy. This contributes to a reduction of total cost of ownership of the machine.

# **Bessere Federungseigenschaften mit dem richtigen Setup: Modulare Systeme ermöglichen eine schnellere und bessere Anpassung an die Anwendung**

Dr.-Ing. **W. Bauer**, Dipl.-Ing. (FH) **H. Dyck**, B. Eng. **F. Sitzler**

ARGO-HYTOS GmbH  
Industriestraße 9  
76703 Kraichtal  
E-Mail: [w.bauer@argo-hytos.com](mailto:w.bauer@argo-hytos.com)

## **Abstract**

Um mit einem hydropneumatischen Federungssystem gute Fahreigenschaften zu erreichen, ist eine optimale Abstimmung auf seine Anwendung erforderlich. Die Abstimmungsarbeit kann dadurch erleichtert werden, dass den verschiedenen Federungsfunktionen jeweils verschiedene Module zugeordnet werden, die dann für Fahrversuche individuell zusammengestellt werden können. Eine geeignete Ventilauswahl und Verstellbarkeit der Ventile bringt weitere Flexibilität. Durch die sofortige Verfügbarkeit der Module ist eine schnelle, effiziente Entwicklung möglich. Zudem ist gewährleistet, dass im praktischen Versuch die aus technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten ideale Funktion gefunden werden kann. Diese Lösung kann dann entweder direkt für die Serie übernommen werden, oder es kann daraus ein kundenspezifischer Steuerblock abgeleitet werden. Die Modularität der hydraulischen Komponenten wird unterstützt durch eine entsprechende Software-Architektur der verwendeten Steuerung. Die elektronische Hardware bietet zudem flexible Möglichkeiten, Eingangssignale zu erfassen und mit der Fahrzeugelektronik zu kommunizieren.

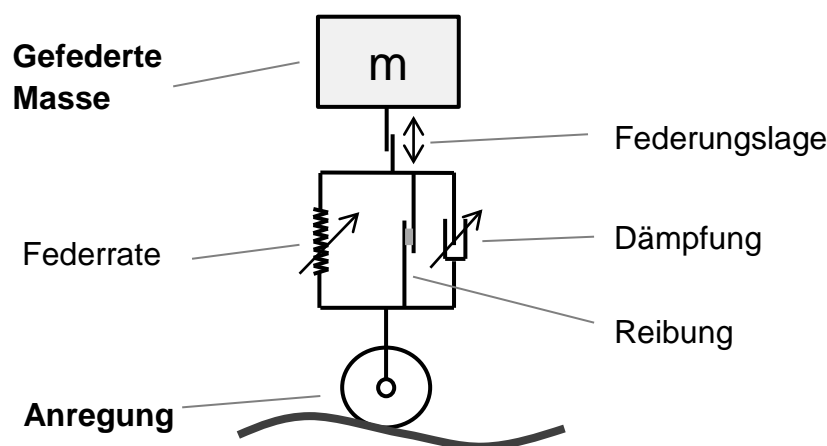
**Schlüsselwörter:** Federung, Dämpfung, hydropneumatisch, Modul, Regelungssystem

# 1 Federungssysteme

Federungssysteme verbessern den Komfort und die Fahreigenschaften eines Fahrzeuges. Gesundheit, Fitness und Konzentration des Fahrers werden dadurch genauso verbessert wie Traktion, Fahrsicherheit und Untergrundbelastung des Fahrzeuges [1]. In vielen Fällen ermöglicht erst eine Fahrzeugfederung die Einhaltung der Schwingungsschutz-Richtlinie 2002/44/EG und erlaubt somit den Betrieb eines Fahrzeuges über einen ganzen Arbeitstag hinweg. Eine Federung ermöglicht zudem höhere Fahrgeschwindigkeiten. In Summe wird eine deutliche Verbesserung der Produktivität und der TCO erreicht.

Um den Vorteil eines Federungssystems richtig nutzen zu können, muss das System bestmöglich auf die Anwendung abgestimmt sein. Zu diesem Zweck bietet es sich an, ein modulares System zum Aufbau der Federung zu verwenden - es bietet eine große Grundvariabilität, welche idealerweise durch eine zusätzliche Verstellbarkeit der Module ergänzt wird.

Hydropneumatische Federungen finden in vielen Fahrzeugen Anwendung, besonders häufig werden sie in Land- und Baumaschinen genutzt. Dies liegt u.a. daran, dass diese Fahrzeuge stark unterschiedlichen Beladungen und vielfältigen Arbeitssituationen ausgesetzt sind. Im Gegensatz zum PKW reicht dafür eine fest eingestellte Federung meist nicht aus. Es muss ein System zum Einsatz kommen, welches eine Anpassung auf unterschiedliche Bedingungen erlaubt.



**Bild 1: Einmassenschwinger mit Fußpunkt-Anregung**

Um dies zu ermöglichen, müssen zunächst die wichtigsten Einflussgrößen auf das Federungsverhalten bekannt sein. Am einfachsten sind diese zu verstehen, wenn man sich das Modell des Einmassenschwingers mit Fußpunkt-Anregung vor Augen führt (Bild 1). Hier erkennt man, dass das Federungsverhalten von

inneren und äußeren Einflussgrößen abhängt. Letztere sind die Masse und die Untergrundanregung, während die inneren Einflussgrößen direkt im Federungssystem verankert sind: die Federrate, die (ölhydraulische) Dämpfung und die (Festkörper-)Reibung, sowie die Lage der gefederten Seite relativ zu den Endanschlüssen.

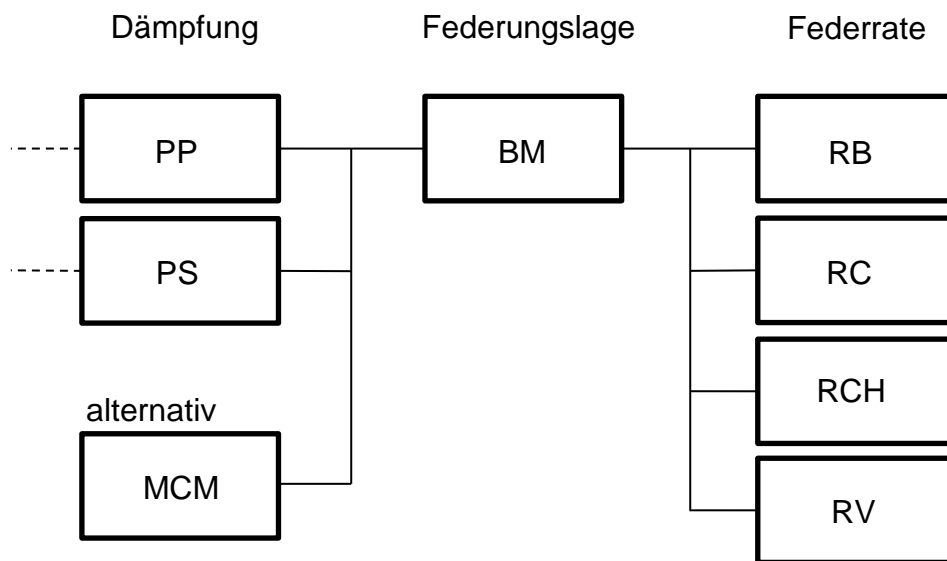
Hinsichtlich der Modularität bietet eine hydropneumatische Federung nun die Möglichkeit, die inneren Einflussgrößen variabel zu gestalten. Die Federungslage kann beladungsunabhängig konstant gehalten werden oder z.B. situationsbedingt verändert werden (z.B. Straßenfahrt vs. Fahrt im Feld). Federrate und Dämpfung können z.B. in Abhängigkeit der Beladung oder der Untergrundanregung variiert werden, um die Schwingungen der gefederten Masse auf dem geringstmöglichen Niveau zu halten. Die vierte Einflussgröße, die Coulomb'sche Reibung, sollte idealerweise so gering wie möglich sein, eine gezielte Veränderbarkeit wäre möglich, ist aber unnötig.

Bei gegebenen Einflussgrößen wird die Anregung am Fußpunkt des Modells zu einer bestimmten Schwingungsamplitude der gefederten Masse führen. Durch die richtige Einstellung der inneren Einflussgrößen ist insbesondere sicherzustellen, dass es zu keiner Zeit zu einem Anschlagen der Federung in den Endpunkten kommt. Dies würde zu einem sehr unkomfortablen Fahrverhalten führen und Komponenten würden mechanisch überlastet und auf Dauer zerstört.

Bei Fahrzeugen mit hohen Laständerungen ist es daher die Lageregelung, welche die wichtigste Grundvoraussetzung für Komfort schafft: ausreichenden Rest-Federweg. Es gilt daher, die Lage der Federung immer in einer Position zu halten, die ausreichend Weg in Einfeder- und Ausfederrichtung sicherstellt. Erst wenn diese Grundvoraussetzung erfüllt ist, ist es sinnvoll über eine Regelung der Dämpfung und der Federrate nachzudenken.

## **2 MHPS-Module und deren Wirkung**

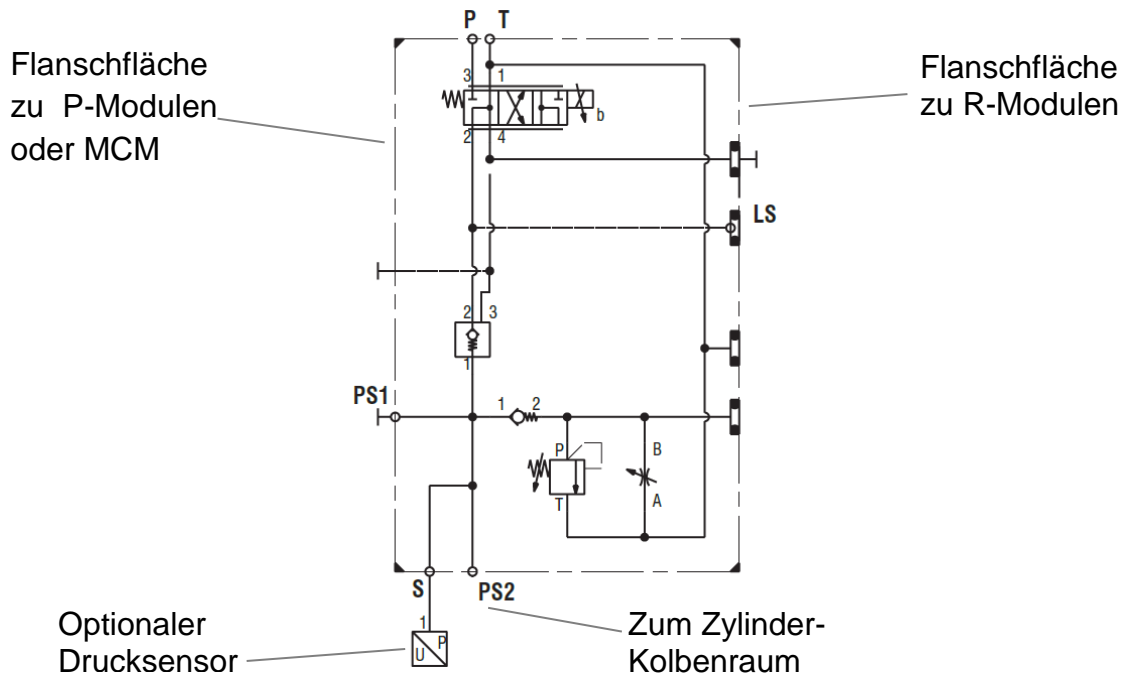
MHPS (Modular Hydro Pneumatic Suspension) ist ein modulares System zur Regelung hydropneumatischer Federungen. Es orientiert sich in seinem Aufbau an den zuvor genannten Einflussgrößen. Jeder Einflussgröße ist ein hydraulisches Modul zugeordnet, teils gibt es mehrere alternative Module, um eine noch flexiblere (und gleichzeitig wirtschaftliche) Anpassung auf die Anwendung zu ermöglichen. In Bild 2 sind die Module und deren Aufgaben dargestellt, diese werden im Folgenden erläutert.



**Bild 2: Übersicht MHPS-Hydraulik-Module**

## 2.1 Modul zur Lageregelung

Es nimmt Einfluss auf die Federungslage, indem es Hydraulikflüssigkeit in den Kolbenraum des Zylinders leitet oder von ihm entnimmt. In bisher bekannten Federungsregelungen wird dies über mindestens zwei elektrisch schaltbare Schwarz/Weiß-Ventile in Kombination mit Rückschlagventilen realisiert. Im MHPS Lageregelungsmodul BM (Basic Module) wird hingegen ein speziell entwickeltes, elektrisch angesteuertes 4/2-Proportionalventil verwendet, welches in Kombination mit einem entsperrbaren Rückschlagventil betrieben wird (Bild 3). Die Proportionaltechnik erlaubt, im Gegensatz zu Schwarz/Weiß-Ventilen, eine schnellere und gleichzeitig genauere Regelung der Lage. Es kann in die Regelungsalgorithmen z.B. die Abweichung von der Soll-Lage, Öltemperatur/-viskosität, Beladungszustände und Druckniveaus miteinbezogen werden. Der gewünschte Ölvolumenstrom zur Lageregelung kann so jederzeit exakt eingestellt werden. Durch die schnell und exakt eingeregelter Federungslage ergibt sich mehr Restfederweg in beiden Richtungen und damit mehr Federungskomfort. Weitere Informationen zu diesem Ventil sind in [2] zu finden. Das Modul zur Lageregelung enthält zusätzlich ein Druckbegrenzungsventil zur Maximaldruckabsicherung, sowie ein Serviceventil zur Druckentlastung vor Wartungsarbeiten.



**Bild 3: Modul BM zur Lageregelung**

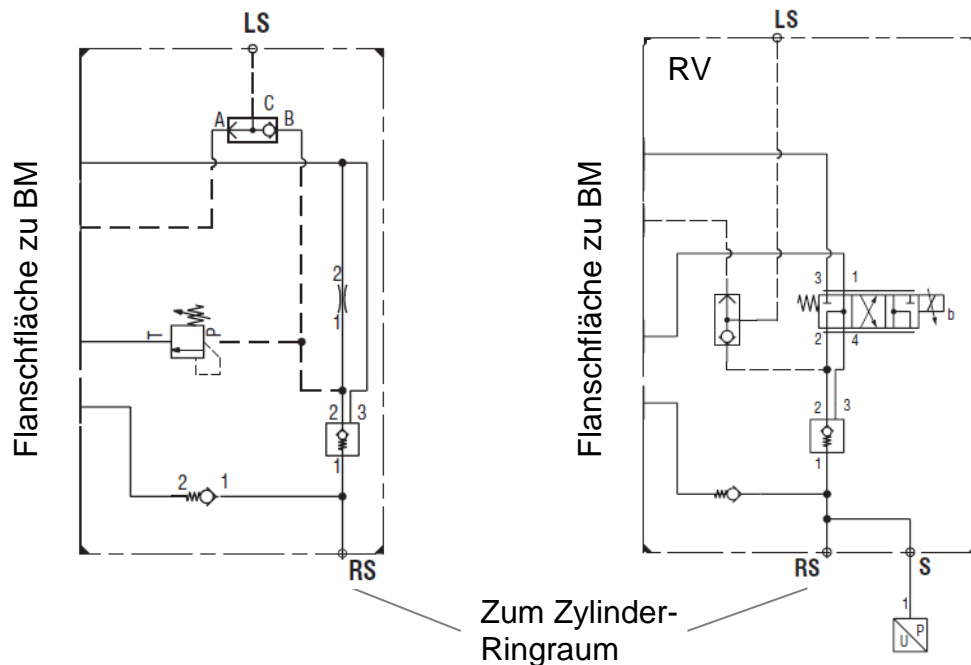
## 2.2 Module zur Federratenregelung

Die Federrate einer hydropneumatischen Federung kann verstellt werden, indem man die Vorspannung der Federung verändert. Dies geschieht über die Kolbenringfläche eines doppelwirkenden Zylinders. Indem man den Druck auf dieser Fläche verändert, verändert man auch die „interne Vorspannkraft“ des Zylinders. Dies verändert das Gasvolumen in den Druckspeichern und führt so zu einer Änderung der Federrate.

In manchen Fällen ist eine konstante Vorspannung bereits ausreichend, um die gewünschten Federungseigenschaften zu erreichen. Sie führt - verglichen mit einem nicht vorgespannten System - dazu, dass die Federungseigenschaften über den gesamten Lastbereich gleichmäßiger werden, der Einfluss der Last auf die Federrate sinkt. Zudem verbessert sie die Arbeitsbedingungen für die Druckspeicher, deren zulässiger Druckbereich damit besser ausgenutzt werden kann. Ob die Vorspannung über einen hohen Druck und eine kleine Ringfläche (RB) oder über einen mittleren Druck und eine etwas größere Ringfläche erzeugt wird (RC) ist für die Federrate unwichtig, jedoch kann das Druckniveau in den Zylindern deren Dichtungsreibung beträchtlich beeinflussen.

Speziell für die Anwendung bei Trakturvorderachsen (auch Hinterachsen von Feldhäckslern und Mähdreschern) ist ein Modul (RCH) vorgesehen, welches

den Druck im Ringraum in Abhängigkeit der Achslast einstellt (Kennlinie einstellbar). Dies berücksichtigt die speziellen Lastverteilungen und verbessert damit die Schwingungseigenschaften dieser Fahrzeuge.



**Bild 4: Exemplarische Darstellung der Module RC und RV**

Für Anwendungen im High-End-Bereich und wenn eine manuelle Verstellbarkeit der Federrate gefordert ist, gibt es das voll variable Modul (RV). Es arbeitet zur Einstellung des Vorspanndruckes im geschlossenen Regelkreis mit dem zuvor beschriebenen, elektrisch angesteuerten 4/2-Proportionalventil und einem Drucksensor. Damit kann jeder zulässige Vorspanndruck beliebig eingestellt werden - z.B. um jederzeit bestmöglichen Komfort individuell einstellen zu können (automatische Regelung), oder um, je nach Geschwindigkeit, Beladung, Arbeitsaufgabe etc., die Federung weich oder hart zu stellen.

Die Module zur Federratenregelung sind über ein Rückschlagventil mit dem Druckbegrenzungs- und Serviceventil des Lageregelungs-Moduls verbunden und nutzen somit dessen Funktion mit.

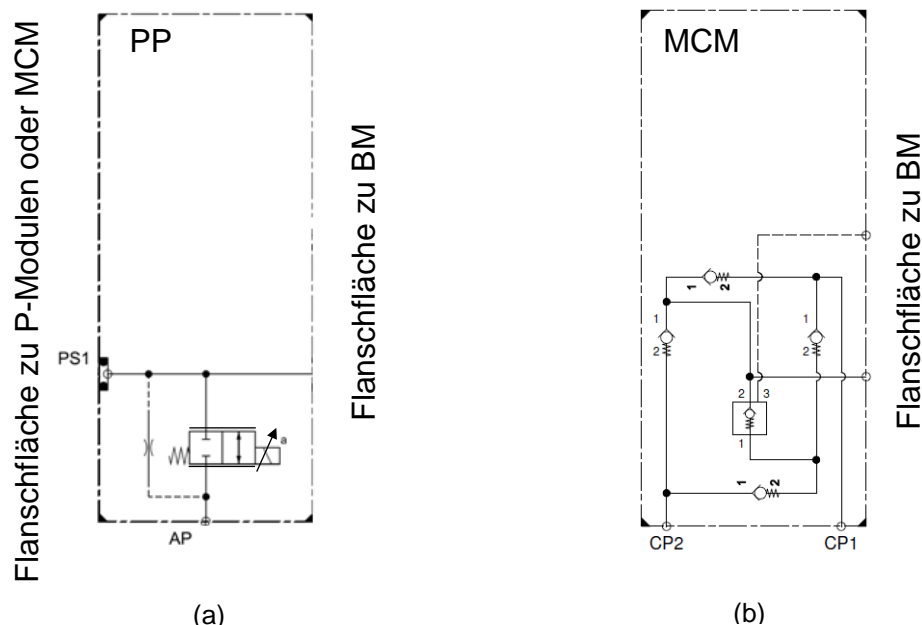
## 2.3 Module zur Dämpfungsregelung

Eine Dämpfung wird im hydraulischen System über Druckverluste an Strömungswiderständen erzielt, die im Strömungspfad zwischen Zylinder und Druckspeicher angeordnet sind. An diesen Widerständen wird hydraulische



Energie in Wärmeenergie umgesetzt und somit dem schwingenden System entzogen, die Schwingung wird gedämpft.

In vielen Federungssystemen sind die Druckverluste über feste Strömungswiderstände konstant eingestellt. Die Einstellung ist ein Kompromiss, der so ausgelegt ist, dass selbst bei höchsten Fluidtemperaturen, maximaler Beladung und Untergrundanregung ausreichend Dämpfung gegeben ist. Dies führt dazu, dass das System in allen anderen Betriebssituationen überdämpft ist, wodurch Komfort verschenkt wird. Dies lässt sich durch variable Strömungswiderstände deutlich verbessern, die situationsabhängig verstellt werden. Im Modul zur Dämpfungsregelung PP (Bild 5a) ist hierfür ein Proportional-Wegeventil eingesetzt. Im Extremfall kann es komplett geschlossen werden, was dann zu einer hydraulischen Blockierung der Federung führt. Auch dies ist in bestimmten Betriebssituationen vorteilhaft, bei Traktoren z.B. für bestimmte Arbeiten mit Frontlader. Aus diesem Grund wird das Modul zur Dämpfungsregelung auch als reines Abschaltmodul angeboten (PS).



**Bild 5: Module zur Dämpfungsregelung und zur Federungsstabilisierung**

Eine integrierte Blende verbindet permanent Zylinder und Druckspeicher, damit sich die Druckniveaus auch bei geschlossenem Ventil jederzeit angleichen können. Dies verhindert ungewollte, ruckartige Federungsbewegungen beim Wieder-Zuschalten der Federung nach einem Lastwechsel. An einer Erweiterungs-Flanschfläche der Module kann ein weiteres Modul (PS/PP oder MCM) angeflanscht werden.

## **2.4 Modul zur Federungsstabilisierung**

Es ist möglich mehrere Federungszyylinder mit einer Lageregelung zu bedienen. Häufig sollen diese Zylinder jedoch voneinander unabhängig federn. Dies hat eine stabilisierende Wirkung auf die Fahrzeugbewegung, man spricht auch von Wank- bzw. Nickstabilisierung. Für diesen Zweck ist das Modul zur Federungsstabilisierung verfügbar (MCM, Bild 5b). Von einem Lageregelungs-Modul wird dabei während des Regelvorganges Öl durch das Stabilisierungs-Modul über eine hydraulische „Graetz-Schaltung“ von/zu zwei Zylindern geleitet. Sobald der Regelvorgang abgeschlossen ist, sind beide Zylinder wieder voneinander getrennt und arbeiten als separate Federn.

## **3 Regelungselektronik zur Steuerung**

Um die beschriebenen hydraulischen Module elektrisch ansteuern zu können, steht eine intelligente Regelungselektronik zur Verfügung. Diese erhält Sensorsignale über analoge und digitale Eingänge (z.B. Lage-, Druck-, Brems-, Lastsignal) oder ggf. auch über ein Bus-System (z.B. Fahrzeuggeschwindigkeit, Öltemperatur). Über entsprechende Regelungsalgorithmen wird ermittelt, ob Handlungsbedarf besteht und falls ja, werden die dafür nötigen Ventile dementsprechend angesteuert. Die Regelungsalgorithmen können u.a. hinsichtlich ihrer zeitlichen Wirkung unterschieden werden. Eine detailliertere Beschreibung dieser Algorithmen findet sich z.B. in [1] und [3].

Eine einfache Parametrierung und eine einfache Veränderbarkeit der Parameter ermöglicht es, bei Test- und Abstimmungsfahrten schnell das richtige Federungs-Setup zu finden. Je nach Einsatzfall können Fahrzeuge desselben Typs mit unterschiedlichen Parametersätzen betrieben werden (z.B. im Agrar-, Forst- und Kommunaleinsatz).

Bestandteil des modularen Systems sind auch Lage- und Drucksensoren sowie ein Touchscreen-Display zur erweiterten Bedienung der Federungsfunktionen. Unter anderem kann der Fahrer damit die Federungseinstellung auf die Arbeitsbedingungen und seine persönlichen Präferenzen einstellen, Servicepersonal kann erweiterte Funktionen ansteuern (Kalibrierung, Entlüftung, Fehlercodes, etc.), Techniker können z.B. Parametersätze ändern.

## **4 Optimierungstools**

Noch bevor das System das erste Mal auf ein Fahrzeug montiert wird, ist es in vielen Fällen sinnvoll, bereits eine Optimierung und erste Erprobung vorzunehmen. Der Umfang dieser Vorab-Optimierung hängt von mehreren Faktoren ab, z.B. Erfahrung in der jeweiligen Anwendung, Neuheitsgrad (Zahl der „Unbekannten“) oder gewünschter Optimierungsgrad.

### **4.1 Simulation**

Für den Fall, dass eine grundsätzlich neue, unbekannte Technik erprobt werden soll, bzw. das MHPS-System an einem neuartigen Fahrzeug verwendet werden soll, ist eine Simulation sicherlich angebracht. Dies kann komplett virtuell erfolgen, z.B. mit einem kooperierenden Hydraulik-, Algorithmen- und Mechanik-Modell. ARGO-HYTOS verwendet für diese Zwecke das Programm DSHplus. Dieses Programm wird auch für die Hardware-In-the-Loop (kurz HIL) Simulation verwendet. Dabei wird die reale Steuerung mit einer virtuellen Umgebung verbunden. Letztere bildet insbesondere die Hydraulik und die Mechanik modellhaft ab, über die Ein- und Ausgänge der Steuerung werden Werte ausgetauscht, die denen im realen Einsatzfall entsprechen.

### **4.2 Federungsprüfstände**

Zur realen Erprobung des Systemverhaltens im Labor stehen bei ARGO-HYTOS zwei spezielle Prüfstände zur Verfügung: zur quasistatischen Prüfung und Abstimmung der Lageregelung und der Federratenregelung wird die Zylinderbelastungs-Vorrichtung verwendet, zur dynamischen Abstimmung der Federungsparameter und der adaptiven und semi-aktiven Algorithmen steht der MHPS Prüfaufbau zur Verfügung.

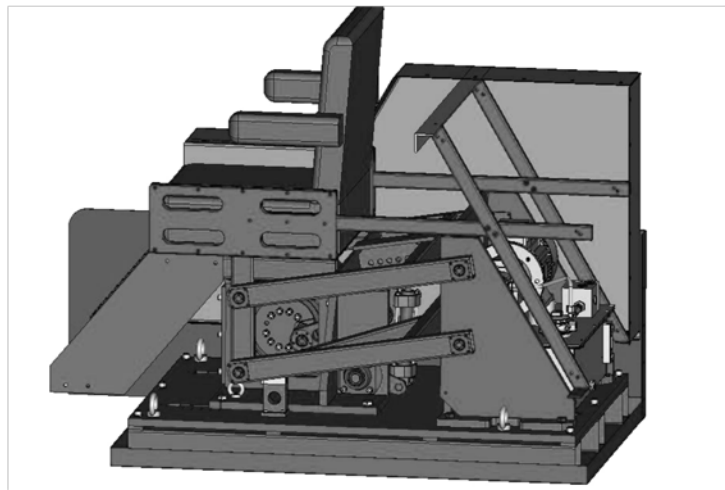
Die Zylinderbelastungs-Vorrichtung (s. Bild 6a) besteht aus drei einander gegenüber angeordneten Zylindern. Dabei übernimmt die eine Seite die Funktion des/der Federungszyylinder(s), während die andere Seite die Funktion der Belastung übernimmt und somit die gefederte Masse bzw. deren Änderung einstellt. In die Belastungsvorrichtung integriert sind ein Kraft- und ein Wegmesssystem. Dadurch können u.a. auch die Reibungskräfte der Zylinder und das Verhalten einer ggf. vorhandenen Endlagendämpfung ermittelt werden.

Der MHPS-Prüfaufbau hingegen dient der dynamischen Erprobung von Federungssystemen und kann zu diesem Zweck gezielte Anregungen mit einem vorgebbaren Wegeprofil erzeugen, die in den Feder-Fußpunkt eingeleitet

werden - z.B. gemäß 78-764-EWG „Sitzprüfbahn“. Sowohl Fahrgeschwindigkeit als auch Amplitudenhöhe können variiert werden. Dadurch kann der reale Fall einer Fahrt über eine Schlechtwegstrecke nachgestellt werden. Die Einstellungen der Federrate und der Dämpfung können damit optimiert werden, darüber hinaus können auch Algorithmen für die adaptive und semi-aktive Federung/Dämpfung ausgewählt und optimiert werden. Der MHPS-Prüfaufbau kann auch zum Demonstrations-Prüfstand umgebaut werden.



(a)



(b)

**Bild 6: Vorrichtungen zur statischen (a) und dynamischen (b) Erprobung**

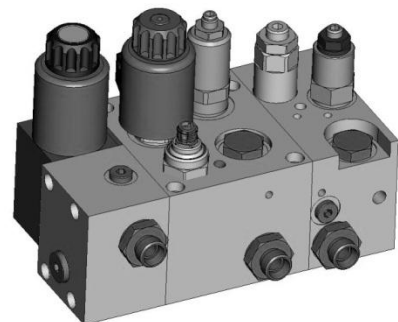
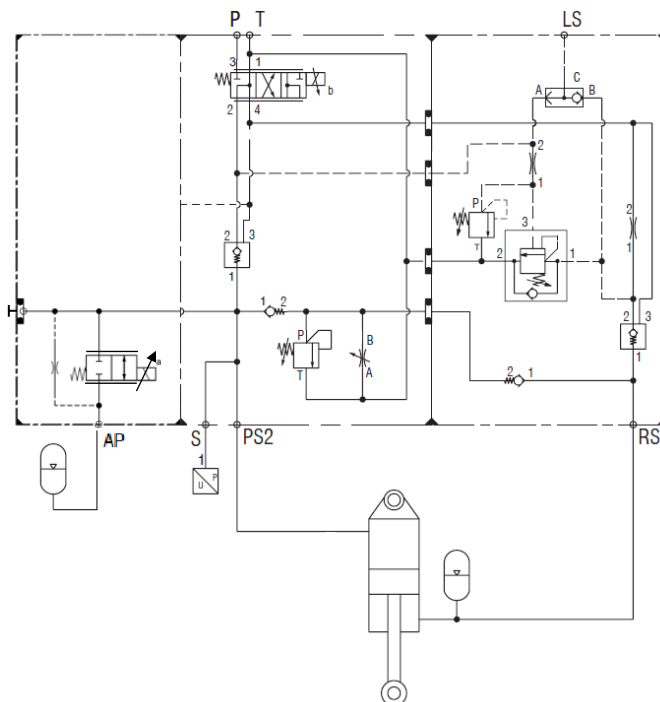
### 4.3 Beschleunigungsmesssystem

Wenn das Federungssystem auf dem Fahrzeug in Betrieb genommen wurde, können Testfahrten zur Optimierung erfolgen. Damit aber nicht allein der subjektive Eindruck die teils kleinen aber feinen Unterschiede im Federungsverhalten erspüren muss, ist es sinnvoll, parallel dazu auch ein System zur Beschleunigungsmessung zu verwenden. Das von ARGO-HYTOS selbst entwickelte System ist in der Lage auf 16 Kanälen Beschleunigungen mit hoher Abtastrate aufzuzeichnen. Es verfügt über eine Online-Anzeige mit Echtzeit-Berechnung bestimmter Kennwerte. Bestandteil des Systems ist auch ein sog. „Sitz-Pad“ mit dem die Beschleunigungen am Fahrersitz in drei Achsen gemessen und in Anlehnung an die ISO2631 ausgewertet werden können.

## 5 Anpassung an die Anwendung und Beispiel

Die Anpassung auf die Anwendung erfolgt im ersten Schritt über die Definition, welche Einflussmöglichkeiten tatsächlich genutzt werden sollen. Nicht für alle Anwendungen ist es technisch und wirtschaftlich sinnvoll, alle Einflussmöglichkeiten zu nutzen. Sobald dies klar ist, können die entsprechenden Module ausgesucht werden. Diese können dann im zweiten Schritt speziell auf die Anwendung (z.B. Anhänger-Deichselfederung) angepasst werden. Im Folgenden soll dies am Beispiel einer Traktor-Vorderachsenfederung erläutert werden.

Die Traktor-Vorderachse ist die wohl häufigste Anwendung der hydropneumatischen Federungen im Bereich der Arbeitsmaschinen. Aufgrund des hohen Lastverhältnisses wird immer eine hydraulische Vorspannung der Federungszyylinder eingesetzt. Im einfachsten Fall erfolgt dies durch einen Ringraumdruck, dessen Mittelwert auf einem konstant hohen Niveau gehalten wird, dem maximalen Pumpendruck (Module BM/RB). Die High-End-Lösung für Traktor-Vorderachsen ist dann das System mit voll-variablem Ringraumdruck, mit proportionaler Regelung der Dämpfung sowie ggf. überlagerter Wankstabilisierung (Module BM/RV/PP + ggf. MCM). Zwischen den beiden Lösungsvarianten kann natürlich aus einer Vielzahl von Kombinationsmöglichkeiten gewählt werden (s.o.). In Bild 7 sind das Schaltschema und die entsprechende Modulkombination für die Kombination BM/RCH/PP dargestellt.



**Bild 7: Traktor-Vorderachsen-Federung**

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Durch ein modulares Aufbau eines Regelungssystems für hydropneumatische Federungen hat man maximal mögliche Freiheiten in der Gestaltung. Dies wird weiter unterstützt durch eine zusätzliche Verstellbarkeit der Module sowie die flexible Parametrierung der Regelungselektronik. Vom einfachen lagegeregelten System bis hin zur adaptiv oder semiaktiv geregelten Federrate und Dämpfung lässt sich hiermit alles umsetzen, was derzeit an Federungssystemen bekannt ist. Darüber hinaus ermöglichen auch gänzlich neue Kombinationen der Module das schnelle Umsetzen und Testen bisher noch nicht dagewesener Federungslösungen.

Zum technischen und zeitlichen Vorteil in der Entwicklung ist zudem eine besonders gute Wirtschaftlichkeit unabhängig von der Stückzahl zu nennen. Bei geringen Stückzahlen wirkt der Volumen-Effekt durch andere Projekte, bei hohen Stückzahlen kann, aus der im Prototypentest ausgewählten Modulkombination, eine für den Kunden maßgeschneiderte Lösung abgeleitet werden. Hierbei werden exakt dieselben Ventile verwendet und in einen kundenspezifischen Steuerblock integriert – dieser reduziert die Kosten und kann zudem exakt in einen vorgegebenen Bauraum eingepasst werden.

Wegen stets steigender Komfort-Ansprüche wird erwartet, dass sich der Einsatz von hydropneumatischen Federungen in neue Anwendungsgebiete erweitert. Falls nötig können hierfür weitere Module entwickelt werden, die dann die bisherigen Module ergänzen und anwendungsspezifisch unterstützen.

## 7 Literatur

- [1] Bauer, W.: Hydropneumatic Suspension Systems, Berlin Heidelberg: Springer Verlag 2011
- [2] Bauer, W.; Mejsnar, P.; Englberth, E.; Fischer, M.: 4/3 proportional valve with only one solenoid: A new technology for position control in suspension systems, Konferenz-Einzelbericht: 9. IFK 2014, 24.-26. März, Aachen
- [3] Hauck, M.: Geregelte Dämpfung für Traktor-Fahrersitze, Dissertation, TU Berlin, 2001

# Hydraulische Lastzyklen von Tanks mobiler Maschinen

Dipl.-Ing. **T. Vollmer**, Dipl.-Ing. **J. Untch**, Prof. Dr. **L. Frerichs**

Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge  
TU Braunschweig  
Langer Kamp 19a  
38106 Braunschweig  
E-Mail: [t.vollmer@tu-braunschweig.de](mailto:t.vollmer@tu-braunschweig.de)

## Abstract

Im vorliegenden Beitrag werden die Aufgaben von Hydrauliktanks und die daraus entstehenden Anforderungen diskutiert. Hierfür werden zunächst die Volumenströme in und aus dem Tank bezüglich ihrer Eigenschaften betrachtet. Anschließend werden Methoden, die zur Bewertung als auch der Verbesserung von Tankkonstruktionen herangezogen werden können vorgestellt.

**Schlüsselwörter:** Tankgestaltung, Luft in Öl, mobile Maschinen

# 1 Einleitung

Der Tank eines Hydrauliksystems hat vielfältige Aufgaben. Neben der Bereitstellung von Ausgleichsvolumen für asymmetrische Verbraucher sind dies unter anderem die Abgabe von Wärme zur Kühlung des Hydrauliköls und die Abscheidung von Verunreinigungen wie Feststoffen, Wasser und Luft. Trotz dieser – zentralen – Aufgaben wird der Tank häufig nur als notwendige periphere Komponente bzw. Zubehör eines Hydrauliksystems angesehen. [1][2][3] Der durch komplexer werdende mobile Maschinen entstehende Zwang zur Bauraumbeschränkung trifft nicht zuletzt den Hydrauliktank. Um den oben genannten Aufgaben und Anforderungen zu genügen, muss der Tank funktional effizienter gestaltet werden.

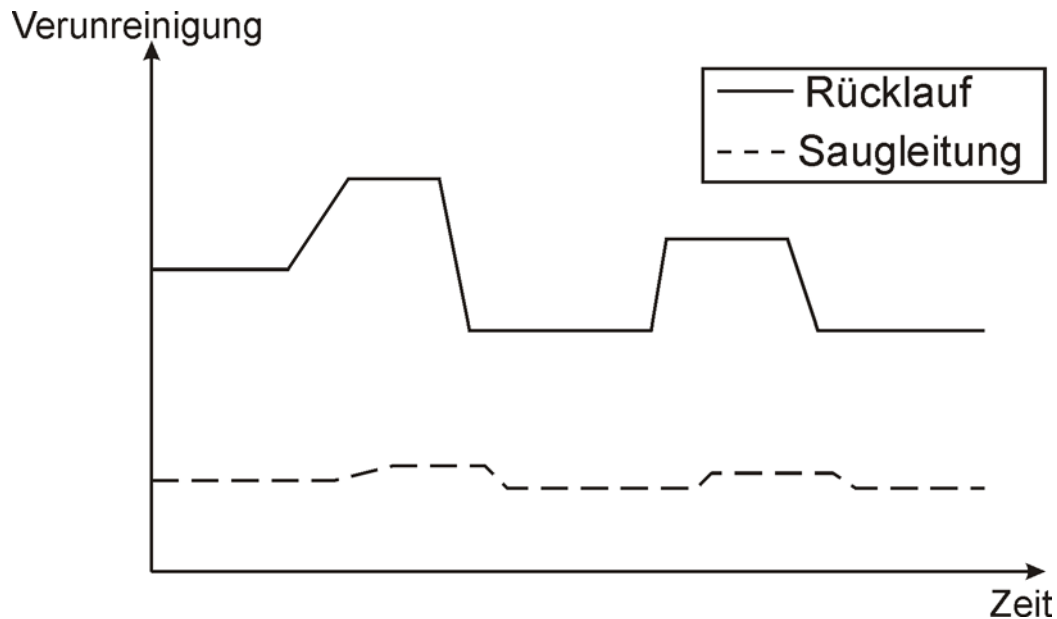
Am Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge werden Methoden zur Entwicklung von Hydrauliktanks untersucht. Hierfür werden Tankkonstruktionen mit Hilfe der Strömungssimulation untersucht und an einem Versuchsstand getestet. [4][5]. Somit kann der Hydrauliktank unabhängig vom Restsystem entwickelt und verbessert werden. Ziel ist es, die Konstruktion unter realitätsnahen Bedingungen zu validieren. Zu diesem Zweck müssen die eingehenden und ausgehenden Volumenströme des Hydrauliktanks bekannt sein, also der hydraulische Lastzyklus.

In dieser Veröffentlichung wird zunächst auf die Volumenströme und ihre Parameter eingegangen. Daraus werden die Anforderungen an einen Hydrauliktank hergeleitet und diskutiert, wie der Tank gestaltet sein sollte, um die gestellten Anforderungen zu erfüllen. Anschließend wird beschrieben, wie die hydraulischen Lastzyklen ermittelt und zur Entwicklung von Hydrauliktanks mit hohem Luftabscheidevermögen genutzt werden können.

## 2 Hydraulische Lastzyklen von Tanks

Die eingehenden und ausgehenden Volumenströme bilden den hydraulischen Lastzyklus für einen Tank. Dabei sind vor allem die Eigenschaften des fließenden Öls entscheidend. Neben der Temperatur, die viele physikalische Eigenschaften des Hydrauliköls beeinflusst, sind vor allem die Verunreinigungen des Öls von Bedeutung. Verunreinigungen sind Luft, Wasser und Feststoffpartikel.





**Bild 2.1 Vereinfachte Darstellung eines Lastzyklus als Verunreinigung der ein- und ausgehenden Volumenströme eines Tanks**

In Bild 2.1 ist vereinfacht ein Lastzyklus für einen Hydrauliktank dargestellt. Als Last ist die Verschmutzung des Öls durch z.B. Luft über der Zeit gegeben. Der Tank hat die Aufgabe am Ausgang bzw. Sauganschluss Öl einer gewissen Qualität bereitzustellen, möglichst unabhängig vom Eingangsvolumenstrom. Der Unterschied zwischen Rücklauf- und Saugvolumenstrom definiert die Belastung des Tanks zu einem Zeitpunkt. Die Belastung über die Zeit ergibt dann den Lastzyklus.

Die Temperatur des Öls im Rücklauf und in der Saugleitung lässt sich über Temperatursensoren mit nur geringem Aufwand messen und ein repräsentatives Kollektiv erstellen. Die Erhitzung des Öls ist alternativ über Verlustmodelle aus einem Simulationsmodell zu berechnen.

Die Verschmutzung des Öls ist nicht durch ein einfaches Simulationsmodell berechenbar. Genauso stellt die Messung der Verunreinigung eine Herausforderung dar. Die in einem mobilhydraulischen System auftretenden Volumenströme sind oft zu groß, als dass die Verunreinigung im Hauptstrom gemessen werden könnte. Der Wasser- bzw. Luftanteil kann nur als Volumen- bzw. Massenanteil gemessen werden, eine Information über die Größe oder Form der Tropfen bzw. Blasen ist normalerweise nicht verfügbar.

Das Volumen des Verunreinigungspartikels in Form von Tropfen, Blasen oder Feststoffen ist jedoch die Grundlage für die Berechnung des Auftriebs nach Stokes. Da der Auftrieb der Luftblasen bzw. das Absinken von Wassertropfen und Feststoffpartikeln die Hauptmechanismen darstellen, mit dem die

Verunreinigungen abgeschieden werden, muss ein repräsentatives Partikelvolumen ermittelt werden. So kann das Verhalten des Partikels in der Tankströmung berechnet werden.

Aus der Differenz der Volumenströme resultieren Veränderungen des Füllstandes im Hydrauliktank. Damit ergeben sich vor allem in dynamisch eingesetzten mobilen Maschinen ständig unterschiedliche Bedingungen für die Abscheidung.

### **3 Der ideale Tank**

Aus den Volumenströmen und ihren Parametern resultieren die Aufgaben des Tanks. Grundsätzlich lassen sich diese nach [2][6] zu folgenden zusammenfassen:

- Aufnahme und Bevorraten der Druckflüssigkeit
- Abfuhr von Wärme aus dem Öl
- Abscheiden von Verunreinigungen wie Luft, Wasser und Schmutzpartikeln
- weitere Aufgaben wie Beruhigung der Strömung, Aufnahme von anderen Hydraulikkomponenten

Sofern ein Kühler und/oder Filter im Rücklauf verbaut ist, sinkt die Bedeutung der Wärmeabfuhr bzw. der Abscheidung von Schmutzpartikeln im Tank.

Laut [6] ist ein Tank so groß wie möglich auszugestalten, sodass die Verweilzeit maximiert wird. Durch geschicktes Tankdesign wird den Verunreinigungen mittels FIFO-Prinzip (First-in-First-out) die längste Zeit zum Abscheiden zugestanden. Die Gleichung von Stokes gibt hierbei die Endgeschwindigkeit des Partikels und in Verbindung mit dem Weg die minimale Abscheidezeit vor. Der Tank sollte also so flach wie möglich gestaltet sein, da mit einem geringen Weg von Einlass zur Grenzschicht der Abscheidevorgang schneller vorangeht. Ein maximal großer Tank ist also nicht automatisch ideal.

Dennoch kann der Tank häufig nicht optimal in Größe und Form gestaltet werden. Die Kosten für das Hydrauliköl und den Behälter nehmen großen Einfluss und außerdem die Bauraumflexibilität auf einer mobilen Maschine deutlich begrenzt. Entsprechend muss der ideale Tank für ein bestimmtes Volumen bzw. einen bestimmten Bauraum definiert werden.

Aus den besagten Gegebenheiten wäre die Konstruktion so flach wie möglich zu gestalten. Je flacher der Tank, desto besser ist die Abscheidung von Verunreinigungen. Weiterhin begünstigt ein hohes Oberflächen-Volumen-Verhältnis die Wärmeabgabe, auf einen Tank gleichen Volumens mit einer geringeren Höhe trifft dies also auch zu. Die minimale Höhe des Tanks wird jedoch durch Bauteile innerhalb des Tanks wie einem Filter, ggf. auch durch eine größere Anzahl von den Saug- und Rücklaufleitungen beschränkt. Zudem muss auch bei Schräglagen der Maschine gewährleistet sein, dass der Ölfluss nicht über Leitbleche oder andere Barrieren planscht, sowie dass der Sauganschluss genügend unterhalb des Ölspiegels steht.

Um die Konstruktion des Tanks nun zu bewerten, muss diese mit Hilfe der auftretenden Volumenstromzyklen untersucht werden. Wie diese Zyklen ermittelt werden können, wird im folgenden Abschnitt beschrieben.

## **4 Entwicklung von Hydrauliktanks unter Verwendung von Volumenstromzyklen**

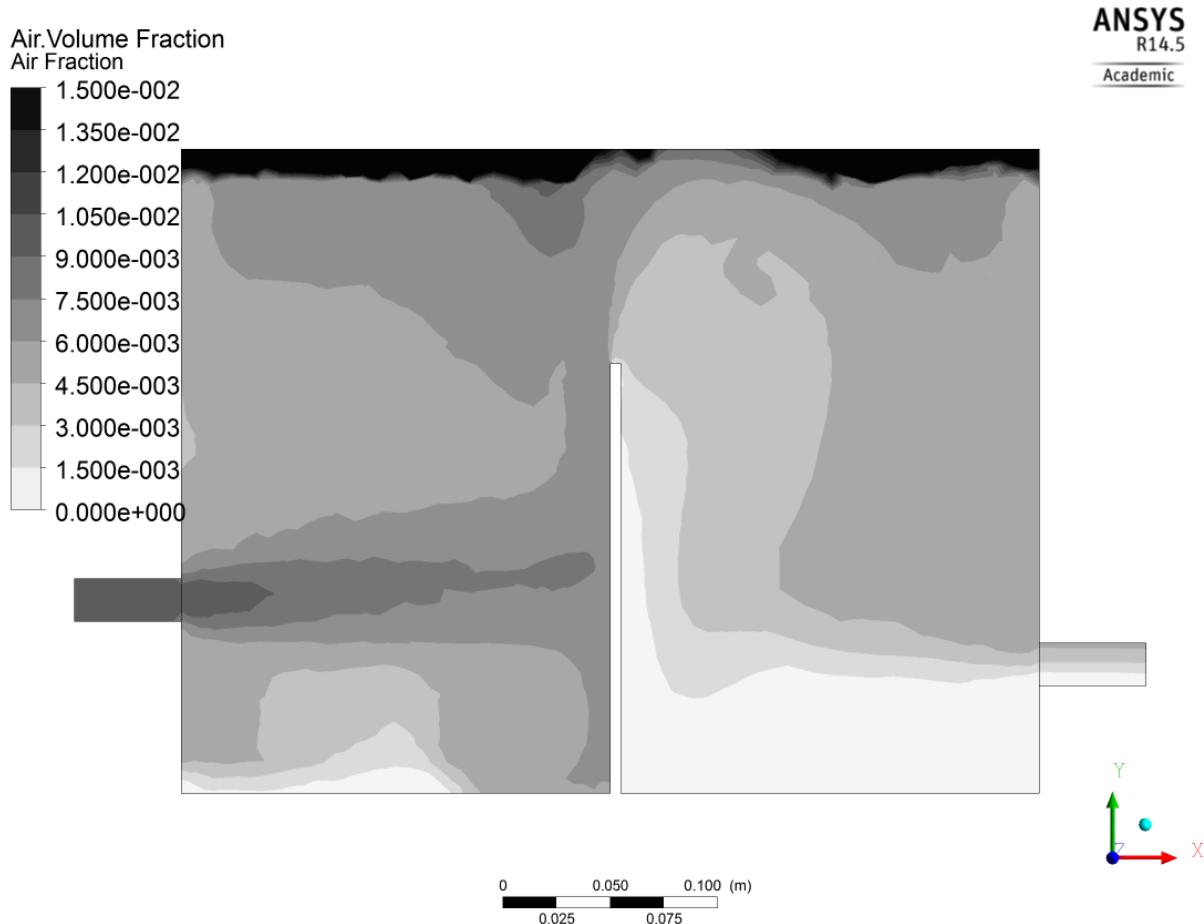
Die Volumenströme und ihre Parameter können auf der Maschine gemessen werden, wo jedoch die Wechselwirkungen bei den Messungen zu beachten sind, zum Beispiel, dass die veränderten Druckbedingungen bei der Verwendung von Messturbinen starke Auswirkungen auf die gelöste Luft haben. Da nicht alle Betriebsbedingungen der Maschine gemessen werden können, bietet es sich auch hier an, repräsentative Lastkollektive bzw. Parameterkollektive zu erstellen. Alternativ können bestimmte Arbeitsabläufe als repräsentativ angenommen werden und als Vergleichsbasis dienen.

Sofern die Zeit-Geschwindigkeitsprofile der Verbraucher bekannt sind, ist die Ermittlung der auftretenden Tank-Volumenströme eine triviale Summierung, bzw. die Veränderung des Füllstands die Integration der Verbraucher-Volumenströme. In Verbindung mit Kennfeldern von Verlusten der Verbraucher oder vom Eintrag von Verunreinigungen an den Verbrauchern können so aus den belasteten Volumenströmen Lastzyklen des Tanks generiert werden.

Alternativ können die Volumenströme in Abhängigkeit von anderen Parametern mit Hilfe eines einfachen Simulationsmodells bzw. innerhalb eines dynamischen Systemmodells berechnet werden.

Ausgewählte Lastzyklen können nun verwendet werden, um die Randbedingungen für die Fluid- bzw. CFD-Simulation eines Hydrauliktanks

festzulegen. Für einen Überblick, wie und welche Modelle zur Simulation von Luftblasen innerhalb eines Hydrauliktanks verwendet werden können, sei auf [5] verwiesen. In Bild 4.1 ist das Ergebnis einer CFD-Simulation mit statischen Randbedingungen zur Ermittlung der Luftabscheideleistung gezeigt. Je dunkler die Fläche dargestellt ist, desto höher ist der Luftanteil im Öl.

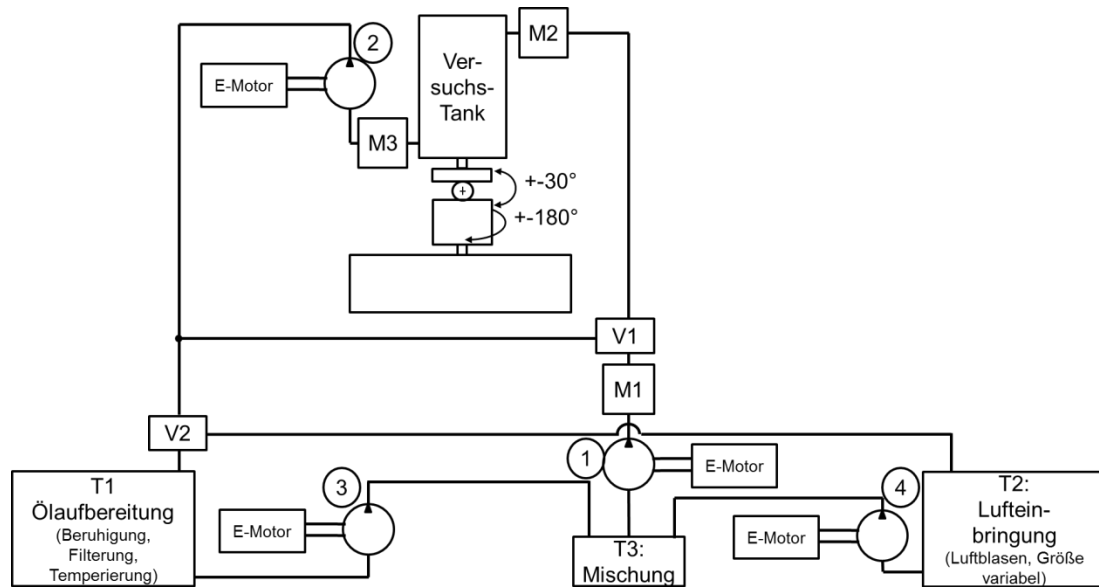


**Bild 4.1 Anteil der Luft im Öl als Ergebnis einer CFD Simulation. Links Eingangs-, rechts Ausgangsseite des Tanks.**

Als Bewertungskriterium wird überprüft, welcher Anteil der Luft, die durch den Rücklauf in den Tank gelangt, wieder durch die Saugleitung in das System geführt wird. Die Untersuchung mit verschiedenen – auch transienten – Randparametern in der CFD kann eine erste Aussage über die Abscheideleistung des Tanks geben.

Dennoch ist der Berechnungsaufwand einer CFD-Simulation in den meisten Fällen zu hoch, als dass alle möglichen Betriebsparameter untersucht und ausgewertet werden können. Entsprechend müssen ergänzende Versuche an einem Versuchsstand durchgeführt werden. Am Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge wurde hierfür ein Versuchsstand aufgebaut, der eine

Untersuchung von Hydrauliktanks außerhalb von der mobilen Maschine unter realistischen Bedingungen möglich macht, vgl. [4]. Der Fokus liegt hierbei in der Bewertung des Luftabscheidevermögens. An diesem Versuchsstand kann der zu untersuchende Tank mit variablen Volumenströmen verschiedener Qualität belastet werden. Der schematische Aufbau ist in Bild 4.2 dargestellt.



**Bild 4.2 Aufbau des Versuchstands**

Die gewünschte Luftbelastung des Öls wird bei diesem Versuchstand über die Mischung von beruhigtem, „luftfreien“ Öl und mit Luft angereichertem Öl erreicht. Als beruhigtes Öl wird hierbei Öl aus einem großen Reservoir „T1“ angesaugt, bei dem davon ausgegangen wird, dass sich das Löslichkeitsgleichgewicht eingestellt hat und freie Luft soweit möglich abgeschieden wurde. Im Tank „T2“ wird aktiv Luft eingebracht, um ein konstant übersättigtes Luft-Ölgemisch zu erhalten. Im Tank „T3“ werden Volumenströme aus beiden Tanks gemischt, um den gewünschten Luftgehalt zu erreichen. Über die Ventile „V1“ und „V2“ kann ein direkter Umlauf zurück in den Tank 1 oder 2 eingestellt werden, um eine gewisse Ölqualität vor dem Versuch einzuregeln. Die Qualität des Öls wird hierfür an der Stelle „M1“ gemessen.

Während eines Versuchs werden Eingangs- und Ausgangsvolumenstrom des Versuchstanks über die Messstellen „M2“ und „M3“ beobachtet. Sofern der Versuchstank nicht mit weiteren Beobachtungsstellen wie Sichtfenstern oder Sensoren ausgestattet ist, wird der Tank entsprechend als Black-Box untersucht.

Am Versuchsstand kann also die in der CFD-Simulation berechnete Abscheideleistung validiert werden und mittels Messreihen für weitere beliebige Betriebspunkte ermittelt werden.

## **5 Zusammenfassung und Ausblick**

Der Tank als Teil des Hydrauliksystems beinhaltet den zentralen Vorrat an Öl und hat zudem die Aufgabe, Verunreinigungen abzuscheiden. Das Auftreten der Verunreinigungen im rücklaufenden Öl definiert zusammen mit der gewünschten Qualität des angesaugten Öls über der Zeit den Lastzyklus für einen Hydrauliktank. Diese Zyklen können mittels Messtechnik auf einer Maschine ermittelt oder mit Hilfe von Simulationsmodellen generiert werden.

In der Entwicklung neuer Tankdesigns können diese Zyklen dann verwendet werden, um die Randbedingungen für Strömungssimulationen festzulegen bzw. Prototypen an einem Versuchsstand unabhängig von der mobilen Maschine zu untersuchen.

Gegenstand der Forschung ist, zu klären, ob aus den Untersuchungsergebnissen Kennfelder des Luftabscheidevermögens von Tanks erzeugt werden können, die wiederherum innerhalb von einfachen Simulationen des Hydrauliksystems verwendet werden können. Weiterhin wäre eine Einbindung echtzeitfähiger Simulationsmodelle des Hydrauliksystems in die Steuerungssoftware des Versuchsstandes denkbar, wodurch beliebige Bewegungszyklen direkt am Versuchsstand abgefahren werden könnten.

## 6 Literatur

- [1] Murrenhoff, H.: Grundlagen der Fluidtechnik: Umdruck zur Vorlesung. Aachen: Shaker, 2012. ISBN 978-3-8440-1223-1.
- [2] Will, D.; Gebhardt, N.: Hydraulik: Grundlagen, Komponenten, Schaltungen. Berlin : Springer, 2011. ISBN 3-642-17242-3.
- [3] Stuhmann, K.: Gestaltung von Ölbehältern. O+P 21 (1977), S. 284-286
- [4] Untch, J.; Vollmer, T.; Lang, T.: Approach for the investigation and evaluation of hydraulic tank designs regarding air in oil behaviour. Tagungsband 9. IFK (2014), Band 2, S. 166 – 177. ISBN 978-3-9816480-0-3
- [5] Vollmer, T.; Untch, J.: Capabilities and Challenges of CFD in Multiphase Simulation of Hydraulic Tanks. Proceedings of the 8th FPNI PhD Symposium (2014)
- [6] Matthies, H.; Renius, K.: Einführung in die Ölhydraulik. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2011. ISBN 3-8348-0997-7





# **Serientauglicher Hydraulikcontroller auf Open-Source-Basis für die modellbasierte Entwicklung hydraulischer Systeme**

**Prof. Dr.-Ing. R. Roskam, B. Eng. J. Andreae, B. Eng. D. Dobkowitz**

Institut für Mechatronik  
Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften  
Salzdahlumer Straße 46/48  
38302 Wolfenbüttel  
E-Mail: r.roskam@ostfalia.de

## **Abstract**

In einem Projekt entsteht am Institut für Mechatronik der Ostfalia - HaW in enger Zusammenarbeit mit dem Projektpartner ID Microelektronik & Meßtechnik GmbH ein serientauglicher Hydraulikcontroller. Dieser wird mittels der Open-Source-Software ScicosLab modellbasiert programmiert und kann als RCP-Umgebung eingesetzt werden. Das System eröffnet insbesondere kleinen und mittleren Unternehmen eine Vielzahl an Möglichkeiten für die Entwicklung neuer und innovativer Hydrauliksysteme. Diese Veröffentlichung gibt einen Überblick über die Spezifikation des Hydraulikcontrollers sowie der zugehörigen Open-RCP-Umgebung. Die Erprobung des Systems erfolgt am Beispiel der Parallelführung eines Frontladers des Projektpartners Wilhelm Stoll Maschinenfabrik GmbH. Der Partner AK Regeltechnik GmbH übernimmt die Projektierung und Bereitstellung eines CAN-fähigen Hydraulikventils. Die wissenschaftliche Begleitung erfolgt durch das Institut für Landmaschinen und Fluidtechnik der TU Braunschweig.

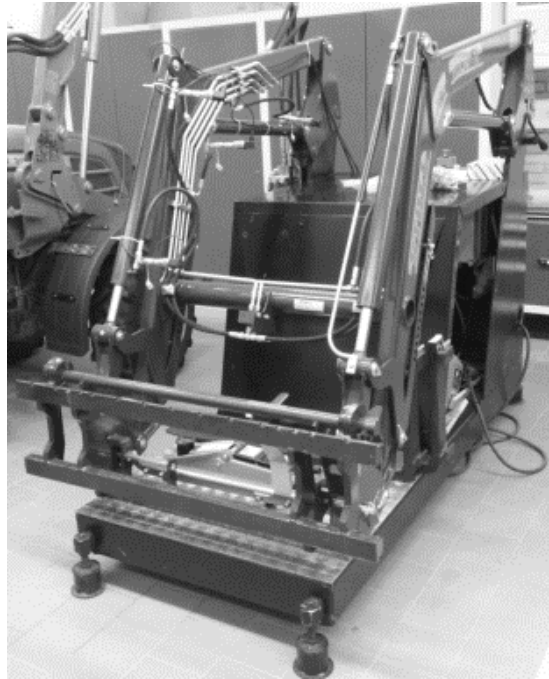
**Schlüsselwörter:** ScicosLab, Open-Source, RCP, Automatische Codegenerierung, Online-Monitoring

# 1 Einleitung

In den letzten 20 Jahren wurden neue Entwicklungswerkzeuge zur Auslegung und Inbetriebnahme von Regelsystemen im Bereich der Mechatronik und damit auch für Systeme der Hydraulik entwickelt [1]. In der Industrie verbreitete kommerzielle RCP-Systeme werden u.a. von der Firma dSpace angeboten und sind in der Regel nicht für die speziellen Anforderungen der Fluidtechnik ausgelegt. Der Markt hydraulischer Systemlieferanten ist insbesondere von kleinen und mittleren Unternehmen geprägt. Diese sind aus Kostengründen oft nicht in der Lage, die kommerziellen RCP-Systeme anzuschaffen und entsprechend zu modifizieren. Eine Open-Source-Alternative ermöglicht es in Zukunft innovative und energiesparende Lösungen in der Hydraulik (z.B. elektrisches Load-Sensing) einfach und kostengünstig zu entwickeln.

Zielsetzung des Projektes Open-RCP-Hydraulik ist die Entwicklung einer kostenlosen Entwicklungsumgebung auf Open-Source-Basis (ScicosLab). Weiterhin wird ein kleinserientauglicher und RCP-fähiger Hydraulikcontroller entwickelt.

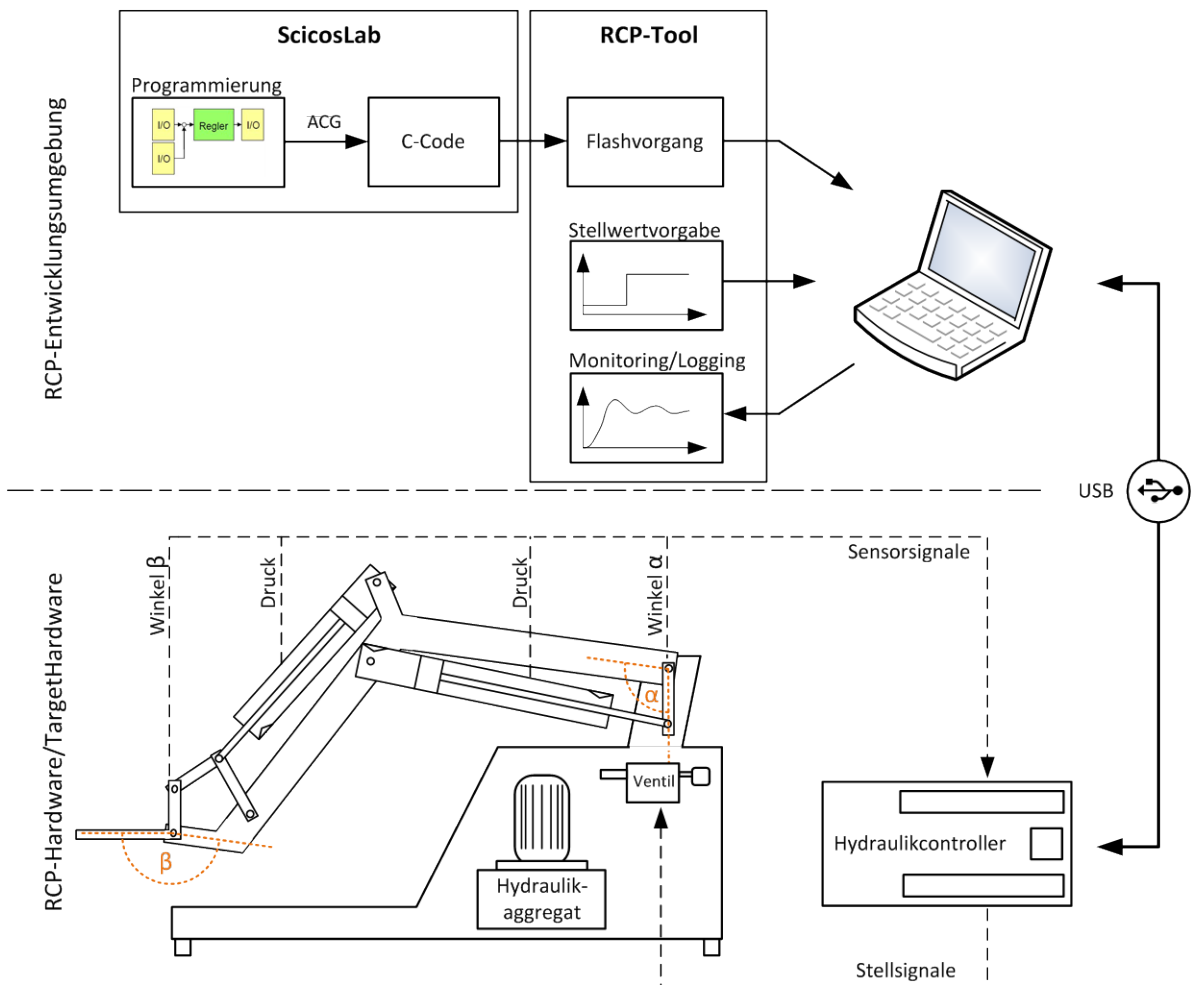
Um die Möglichkeiten des Systems aufzuzeigen, werden der Hydraulikcontroller und die Entwicklungsumgebung exemplarisch bei der Systementwicklung der elektrohydraulischen Parallelhaltung eines Frontladers eingesetzt. Dies umfasst die Realisierung der Funktionalität, von der virtuellen Systemauslegung bis zur Inbetriebnahme. Bild 1.1 zeigt den verwendeten Frontladerprüfstand. Gemäß des durch das V-Modell vorgegebenen Entwicklungsprozesses wird zur Auslegung der Regelstruktur in der ersten Phase ein Simulationsmodell des Frontladers in ScicosLab realisiert. Liefert die entworfene Regelung zufriedenstellende Ergebnisse, wird der Algorithmus auf den Hydraulikcontroller übertragen und am realen Versuchsträger erprobt.



**Bild 1.1: Frontladerprüfstand**

## **2 Übersicht Gesamtsystem**

Bild 2.1 zeigt die Entwicklungsumgebung und die zu Testzwecken genutzte Anwendung an einem Frontlader. Die obere Hälfte der Abbildung beschreibt die RCP-Entwicklungsumgebung, welche auf einem PC ausgeführt wird. Die Funktionalität lässt sich in drei Bereiche gliedern. Den ersten Funktionsbereich bildet die blockorientierte Programmierung in ScicosLab mit der automatischen Codegenerierung (ACG). Aus einem vom Benutzer erstellten Programmalgorithmus wird der Quellcode für die RCP-Hardware erstellt. Der zweite Bereich ermöglicht die Vorgabe von Stellwerten. So können die Werte verschiedener ScicosLab-Blöcke während des Betriebs über den PC geändert werden. Der dritte Bereich stellt verschiedene Möglichkeiten zur Anzeige und Aufzeichnung von Daten bereit (Monitoring). Es können Verläufe aktueller Prozessgrößen als Graphen angezeigt und aufgezeichnet oder zur weiteren Verarbeitung in Textdokumenten auf dem PC gespeichert werden (Datenlogging).



**Bild 2.1: Gesamtsystem Open-RCP-Hydraulik**

Im unteren Bereich von Bild 2.1 ist die RCP-Hardware dargestellt. Die Kommunikation zwischen PC und Controller erfolgt mittels USB. Über die Schnittstelle wird der in ScicosLab generierte Code auf den Hydraulikcontroller übertragen. Via USB werden außerdem Messwerte vom Controller an den PC gesendet sowie in umgekehrter Richtung Parameter übertragen.

Die für Testzwecke entwickelte Software realisiert eine Parallelhaltung des Werkzeugs an einem Frontlader. Hierzu werden die Signale zweier Winkelsensoren den Sensoreingängen des Hydraulikcontrollers zugeführt. Die Software verarbeitet die Winkel- und Steuersignale des Joysticks und generiert die Ansteuersignale für das CAN-fähige Hydraulikventil zur Steuerung der Hydraulikzylinder. Um zusätzliche Informationen über das Systemverhalten zu gewinnen, werden weiterhin verschiedene Zylinderdrücke als Sensorsignale aufgenommen, die jedoch nicht für die Regelung verwendet werden. Tabelle 2-1 gibt die wesentlichen Eigenschaften sowie die Kenndaten der Ein- und Ausgänge des Hydraulikcontrollers wieder.

**Tabelle 2-1: Schnittstellen des Open-RCP-Hydraulikcontrollers**

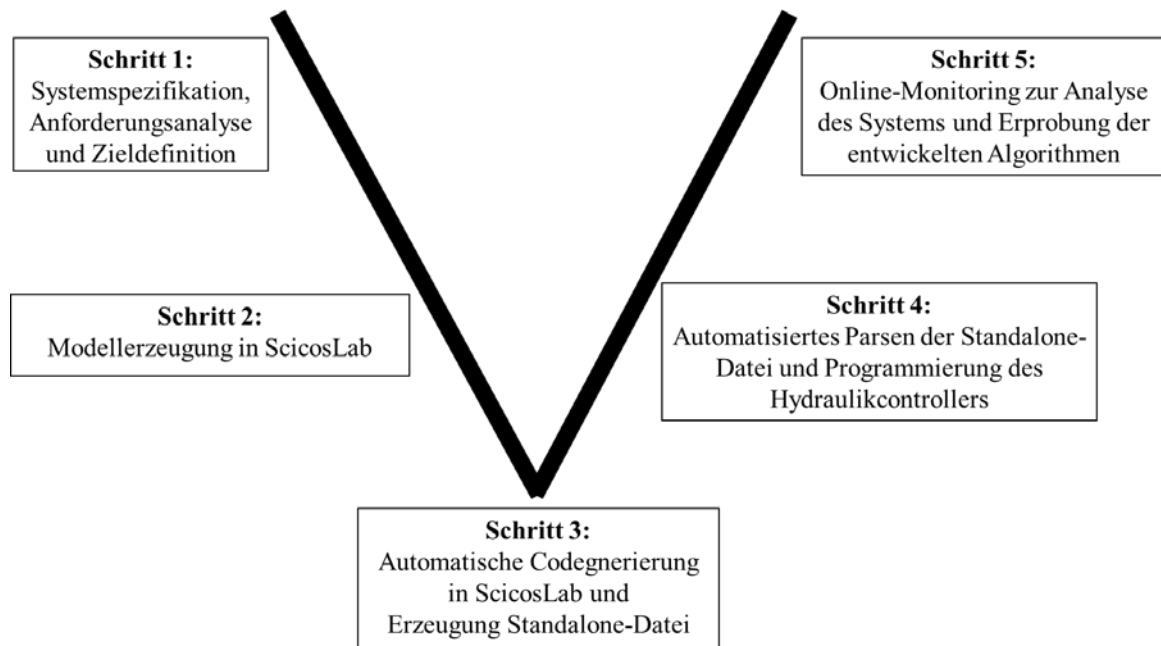
<b>Allgemeine Eigenschaften Open-RCP-Controller</b>		
	Prozessor	Infineon SAF-XE169, 100 MHz
	Co-Prozessor	STMicroelectronics STM32F405, 168 MHz
	Schnittstellen	USB, CAN
	Programmierung	ScicosLab
	Betriebsspannung	10...28 V
	Gehäuse	Aluminium gefräst, Platine vergossen
	Gewicht	360 g
<b>Schnittstellen</b>	<b>Konfiguration</b>	
16 Multifunktionseingänge	Analogeingänge	10 bit, 0...5 V
	Digitaleingänge	
	Frequenzeingänge	
Ausgänge	PWM-Ausgänge	8 highside-schaltend 5 lowside-schaltend (optional 8)
	Spannungsversorgung Sensoren	0...10V

### 3 Open-RCP-Entwicklungsumgebung

Zur modellbasierten Auslegung von Steuerungs- und Regelungssystemen in hydraulischen Anwendungen ist eine durchgängige Werkzeugkette nötig. Dies umfasst auf der einen Seite eine leistungsfähige Software zur grafischen Modellierung unter Verwendung von Blöcken. Auf der anderen Seite ist eine benutzerfreundliche und intuitiv bedienbare Oberfläche zur Programmierung des Controllers nötig. Der Umfang des Tools wird, zur Realisierung der RCP-Funktionalität, um eine Online-Monitoring-Funktion erweitert. Dadurch ist es möglich, Variablen und Parameter im laufenden Betrieb zu verändern sowie Signalverläufe aufzuzeichnen und auszuwerten.

#### 3.1 Entwicklungsschritte nach dem V-Modell

Der allgemeine Entwicklungsprozess zur modellbasierten Programmierung des Hydraulikcontrollers nach dem V-Modell ist in Bild 3.1 dargestellt. Ausgehend von der Spezifikation, der Anforderungsanalyse und der Definition der Zielstellung wird anhand von physikalischen und mathematischen Gesetzmäßigkeiten ein Verarbeitungsalgorithmus (Simulationsmodell) in ScicosLab entwickelt. Nach Erzeugung einer Standalone-Datei durch den integrierten Codegenerator und automatisches Parsen (Syntaxanalyse) der Datei wird das Programm auf den Hydraulikcontroller übertragen. Im letzten Schritt können mittels Online-Monitoring Messwerte aufgezeichnet sowie definierte Parameter, z.B. bei der Applikation einer Regelstruktur, optimiert werden.



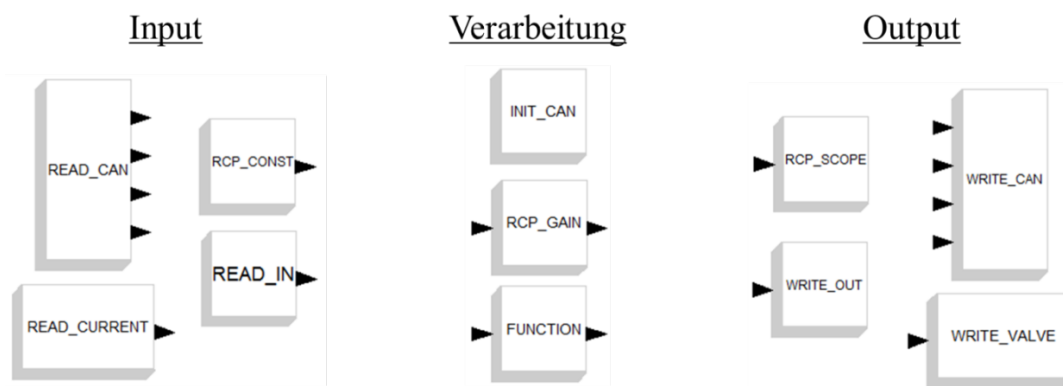
**Bild 3.1: Open-RCP-Entwicklungsprozess nach V-Modell**

### 3.2 ScicosLab

Während Matlab/Simulink der Quasistandard für kommerzielle RCP-Anwendungen in der Industrie ist, konnte sich ScicosLab als Alternative im Open-Source-Bereich etablieren. Die Entwicklung von ScicosLab begann 1982 und wurde seitdem kontinuierlich weitergeführt. Die Finanzierung erfolgt primär durch INRIA (Institut national de recherche en informatique et en automatique), die eine staatlich finanzierte Forschungseinrichtung in Frankreich ist. ScicosLab verfügt im Bereich der Simulation über einen großen Funktionsumfang, der in einem Standardlehrbuch beschrieben ist [2].

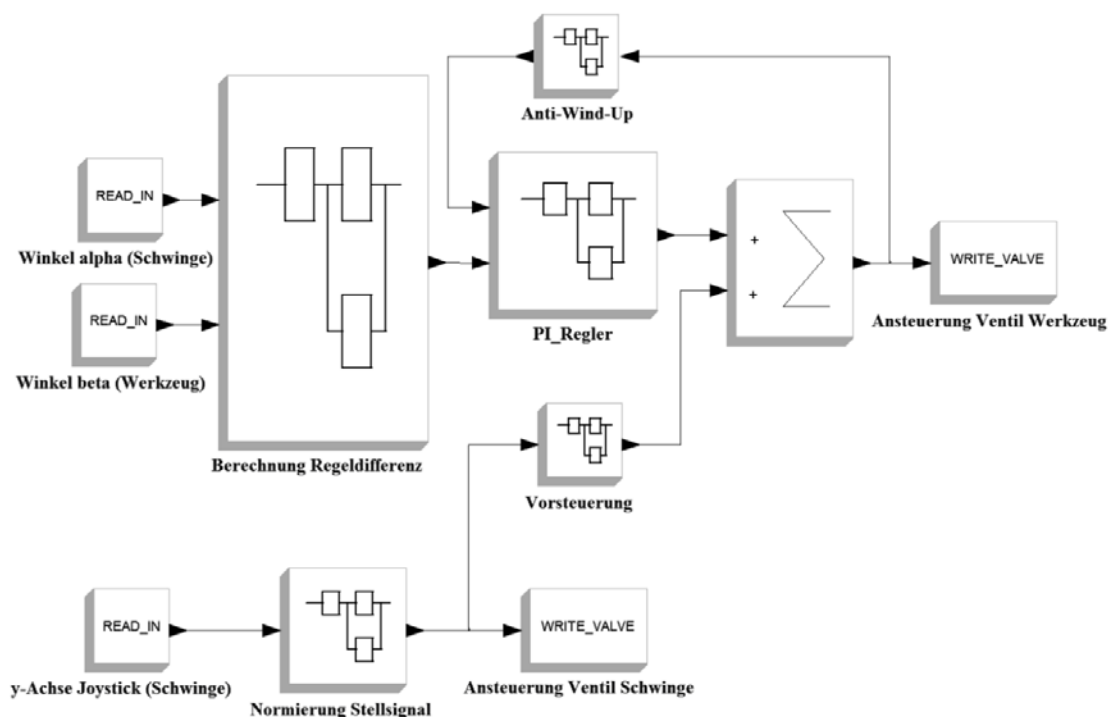
Eine elementare Funktion, um Software zur modellbasierten Auslegung von Regelstrukturen zu nutzen, ist die Möglichkeit Standalone-Programme mittels automatischer Codegenerierung zu erzeugen und auf den Mikroprozessor zu übertragen. [3] zeigt exemplarisch die Nutzung von ScicosLab zur Auslegung der Regelung eines Ventils sowie die Implementierung der Regelalgorithmen mittels automatischer Codegenerierung auf einem 32-Bit Mikrocontroller.

Neben der Möglichkeit der automatischen Codegenerierung ist die Erzeugung von Schnittstellenfunktionen zur Target-Hardware und Erweiterung der verfügbaren Bibliothek von entscheidender Bedeutung. [4] beschreibt das Vorgehen zur Erstellung von benutzerdefinierten Blöcken in ScicosLab. Zur Programmierung des Open-RCP-Hydraulikcontrollers wird das in Bild 3.2 dargestellte Blockset eingesetzt. Die erzeugten Blöcke unterteilen sich in drei wesentliche Kategorien (Input, Verarbeitung, Output).



**Bild 3.2: Blockset Open-RCP-Entwicklungsumgebung**

In Bild 3.3 ist beispielhaft die modellbasiert entwickelte Struktur der Ansteuerung des Frontladerprüfstands dargestellt. Die mittels AD-Wandler eingelesenen Signale der Winkelsensoren und des Joystick werden modellbasiert verarbeitet. Die Ansteuersignale für die Ventile des Frontladers zum Heben/Senken der Schwinge sowie Kippen/Schöpfen des Werkzeugs werden mittels CAN ausgegeben. Das dargestellte Modell repräsentiert den grundsätzlichen Aufbau der Regelstruktur zur Parallelführung. Wesentliche Bestandteile sind der PI-Regler, die Vorsteuerung sowie die Anti-Wind-Up-Funktion. Die Algorithmen und Blöcke zur Verarbeitung der Signale können individuell vom Anwender festgelegt werden, wobei ein Großteil der in der Standardbibliothek verfügbaren Blöcke zur Programmierung genutzt werden kann.



**Bild 3.3: Beispiel modellbasierte Programmierung**

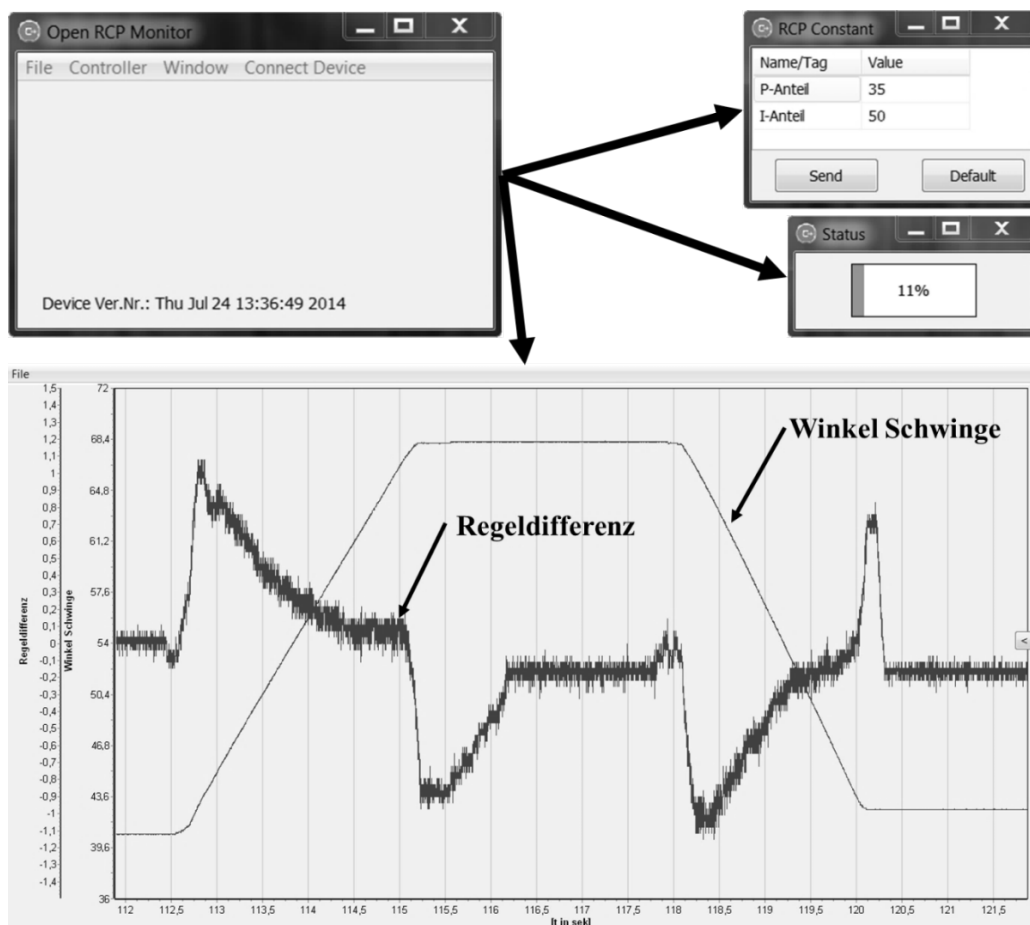
### 3.3 Open-RCP-Tool

Das Open-RCP-Tool hat folgende Aufgaben:

- Parsen der Standalone-Datei (C-Code) aus ScicosLab
- Festlegung des numerischen Integrationsverfahrens sowie der Rechenschrittweite des Algorithmus
- Programmierung Hydraulikcontroller
- Aufzeichnung von Messwerten (Online)
- Anpassung von Systemparametern (Online)
- Statusüberwachung Hydraulikcontroller

Da zur Realisierung der Entwicklungsumgebung möglichst Open-Source-Software einzusetzen ist, wird zum Kompilieren und Linken die Open-Source-Toolchain *GNU Tools for ARM Embedded Processors* eingesetzt.

Die beschriebenen Funktionalitäten werden in einer grafischen Entwicklungsumgebung realisiert, die intuitiv bedienbar gestaltet ist. Bild 3.4 zeigt den Aufbau der Open-RCP-Oberfläche am Beispiel der Messergebnisse für die Parallelführung des Frontladers.



**Bild 3.4: Aufbau Open-RCP-Umgebung**



Die Scope-Signale werden mit einer Abtastzeit von 1ms dargestellt. Der Fensterbereich *RCP Constant* dient dem Senden und Empfangen von Parametern zwischen PC und Hydraulikcontroller. Darüber hinaus können aktuelle Konfigurationen der Software sowie aufgezeichnete Signalverläufe abgespeichert und geladen werden. Ein Statusfenster informiert den Anwender über die aktuelle Auslastung des Controllers.

## 4 Zusammenfassung

Der entwickelte Hydraulikcontroller wurde erfolgreich für den Entwurf und die Inbetriebnahme der Parallelführung eines Frontladers eingesetzt. Zur Programmierung des Controllers wurde die automatische Codegenerierung des Open-Source-Programms ScicosLab eingesetzt. Mittels des im Projekt entwickelten Open-Source-Tools konnte die Regelung appliziert und Messergebnisse aufgenommen werden. Dem Anwender steht damit eine kostengünstige und vielseitige RCP-Entwicklungsumgebung zur Verfügung, mit der leistungsfähige Hydrauliksysteme entworfen und in Betrieb genommen werden können.

## 5 Danksagung

Das Forschungsvorhaben wurde im Rahmen der Technologieentwicklung mit Mitteln des Europäischen Fonds für regionale Entwicklung (EFRE - Förderlinie 2.2.2 FuE-Projekte mit KMU an FH) und mit Mitteln des Landes Niedersachsen gefördert (Projekt: Open-RCP-Hydraulik, Nr. 80131081)



## 6 Literatur

- [1] Lang, T: Schnelle Reglerauslegung in der Hydraulik. VDI-Berichte Band 1449 (1998)
- [2] Campbell, S.; et. al.: Modeling and Simulation in Scilab/Scicos with ScicosLab 4.4. Heidelberg: Springer Verlag, 2. Auflage, 2009. ISBN 978-1-4419-5526-5
- [3] Dobkowitz, D.; et. al.: Implementation of Automatic Code Generation from ScicosLab on a 32-bit Microcontroller and Validation by Position Control of an Electromagnetic Solenoid Valve. 14<sup>th</sup> International Workshop on Research and Education in Mechatronics, Wien, 2012
- [4] Schmidt, P.: Tutorial Creating a C Function Block in Scicos.  
<http://www.scicos.org/ScicosCBlockTutorial.pdf>, 2009

# **Zukunftsweisende Fahrzeugmesstechnik und Simulationsmethoden für mobile Arbeitsmaschinen**

Dipl.-Ing. **C. Danner, U. Kneitz**

AVL LIST GmbH, A-8020 Graz, Hans-List-Platz 1, [www.avl.com](http://www.avl.com)  
AVL Commercial Driveline & Tractor Engineering GmbH  
E-Mail: [christof.danner@avl.com](mailto:christof.danner@avl.com)

## **Abstract**

Eingeschränkte Budgets und Entwicklungskapazitäten, harter Wettbewerb und der Druck, Entwicklungszyklen zu straffen, zwingen alle Hersteller, ihre Entwicklungsprozesse zu straffen und Werkzeuge und Methoden einzusetzen, die diese Anforderungen jetzt und in Zukunft erfüllen. Immer komplexer werdende Antriebsstränge, Fahrzeugkomponenten und ihre verzweigten Abhängigkeiten und Interaktionen tragen ihren Teil dazu bei. Die simultane Integration der Arbeitsgeräte in den System-Ansatz führt zu einer kontinuierlichen Optimierung der gesamten Performance des komplexen Systems Traktor/Gerät. Dieses detaillierte Wissen hilft zusätzlich, spezifische Anforderungen wie Zuverlässigkeit, Fahrbarkeit, Leistung, Komfort und Effizienz zu erfüllen. Darüber hinaus unterstützt es technische Anforderungen sowie rechtliche Vorschriften wie z.B. die anstehende gesetzliche Regulierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen oder auf den Arbeitsplatz bezogene Vorschriften hinsichtlich Schwingungen zu erreichen. Ein modellbasierter Entwicklungsprozess kann der Schlüssel sein, um Performance, Emissionen und Fahrbarkeit zu optimieren. Speziell bei relativ geringen Produktionsvolumina, kombiniert mit hoher Produktkomplexität führt der virtuelle Entwicklungsprozess zu signifikanter Kostenersparnis und steigender Produktqualität. Dieses Dokument beschreibt einen methodischen Ansatz, wie objektive Zielkriterien mit einem leistungsfähigen und objektiven Evaluierungstool aus Fahrzeugmessungen für modellbasierte Simulation und Kalibrierung generiert werden.

Gekürzte Version – die Originalfassung können sie gerne beim Autor anfordern.

# 1 Einleitung

In den letzten Jahren ist das Interesse an der Verknüpfung zwischen „Front-loading“ beziehungsweise Simulationsmöglichkeiten und herausragender Produktentwicklungs-Performance gestiegen. Die Leistung des Produktentwicklungsprozesses kann generell an Größen wie zum Beispiel Entwicklungskosten, Produktqualität und Produkteinführungszeit gemessen werden. Entwicklungskosten sind ein Synonym für Produktivität in der Entwicklung und somit für die benötigten Ressourcen für die Zielerreichung. Die Produktqualität kann daran gemessen werden, in welchen Ausmaß das Produkt die Erwartungen des Konsumenten bezüglich Performance, Fahrbarkeit, Komfort und Produktzuverlässigkeit erfüllt. Die Produkteinführungszeit ist letztendlich ein Maß für die Durchlaufzeit, um ein Produkt von der Konzeptentwicklung zur Serienproduktion zu bringen.

Aber es ist nicht nur die Ambition, die Produktentwicklungs-Performance weiter zu verbessern. Auch eine zunehmende Vielfalt und somit Komplexität im Produktportfolio jedes international orientierten OEM, getrieben durch die vom Konsumenten gestellten Anforderungen auf verschiedenen Märkten und Marktbereichen verstärkt die Trends, Entwicklungsprozesse zu rationalisieren und daher mehr anspruchsvollere „Front-loading“ Methoden einzusetzen, um diese wachsende Komplexität effizient und frühzeitig bewältigen zu können.

Auch strengere Emissionsauflagen wie zum Beispiel CO<sub>2</sub>-Zielvorgaben werden OEMs dazu zwingen, über neue Methoden nachzudenken, um die jeweiligen Bestimmungen zu erreichen. In den letzten zwei Jahrzehnten war die Emissionsgesetzgebung darauf fokussiert, klassische Emissionskomponenten zu verringern wie NO<sub>x</sub> und Feinstaub. Erst konnten diese Ziele durch das Optimieren des internen Verbrennungsprozesses erreicht werden, in weiterer Folge durch Integration von Abgasnachbehandlung. In beiden Fällen wurden gesetzliche Ziele alleine durch Motormaßnahmen erreicht. Hingegen wird die Ausweitung der CO<sub>2</sub>-Zielsetzung von PKWs bis hin zu Nutzfahrzeugen vermutlich nicht mehr die CO<sub>2</sub>-Limits für den Motor alleine gelten, sondern eher für das gesamte Fahrzeug. Die Tatsache, dass jede einzelne Komponente des Antriebs und deren mögliche Varianten Einfluss auf die Stufe der CO<sub>2</sub>-Emissionen hat, erfordert entsprechende Simulationstools, um diesen gesetzlichen Beschränkungen zu entsprechen.

„Front loading“ repräsentiert eine anerkannte Strategie um Entwicklungsprozesse zu verbessern, indem man die Bestimmung und die

Optimierung ausschlaggebender Parameter in eine frühe Konzeptphase verschiebt. Der Ansatz dieses Dokuments zielt darauf ab zu demonstrieren, dass bereits in einer frühen Produktentwicklungsphase und anhand weniger spezifischer Eingabeparameter der modellbasierte Ansatz eine hinreichende Ergebnisqualität erzeugen kann.

Eine besondere Herausforderung liegt im Erstellen eines virtuellen Modells des relativ komplexen Systems Traktor/Arbeitsgerät, welches so einfach wie möglich sein sollte, aber zugleich auch so ausführlich wie notwendig, um die geforderte Qualität der Ergebnisse zu erreichen. Eine weitere Herausforderung ist die Generierung von Zielkriterien für modellbasierte Simulation und Kalibration über reale Messungen und subjektive Beurteilung, basierend auf menschlicher Erfahrung.

## **2 MOTIVATION FÜR SIMULATION**

In der Zukunft werden gesetzliche Forderungen wie zum Beispiel die CO<sub>2</sub>-Emissionsregulierung oder die Arbeitsplatzrichtlinie eine wichtige Rolle innerhalb des Freigabeprozesses spielen. Daher werden sowohl die zukünftige CO<sub>2</sub>-Emissionsgesetzgebung als auch die neue „Mother Regulation“ für Traktoren die Simulation als ein Werkzeug betrachten, das den Freigabeprozess unterstützt und erleichtert. Das folgende Kapitel wird einen kurzen Überblick über das gesetzliche Umfeld geben und sich der Frage widmen, ob Simulation ein geeignetes Werkzeug sein kann, um das Fahrverhalten und die Erfüllung gesetzlicher Bestimmungen gleichzeitig zu verbessern.

### **2.1 Kundenvorteile**

Reduzierte Entwicklungskosten oder Produkteinführungszeit sind nur die Spitze des Eisberges hinsichtlich erreichbarer „Front-loading“ Vorteile. Es zielt darauf ab, konstruktive Probleme in einer frühen Entwicklungsphase zu identifizieren und zu lösen. Ein hohes Maß an Reife ist eine Voraussetzung, um Straßen- und Feldversuche zu reduzieren und die Kalibrierung auf eine Prototypengeneration zu beschränken. In Kombination mit einem klaren Zielsetzungsprozess, basierend auf messbaren Zielen, liefert Simulation reproduzierbare Ergebnisse. Ein voll funktionsfähiges und umfassendes Simulationsmodell inklusive Toolkette erleichtert den Aufwand, eine zunehmende Produktkomplexität durch mehr und mehr globale und diversifizierte Produktpaletten zu bewältigen. Globale Marktpräsenz erfordert die Erfüllung von globalen Kundenerwartungen.

Durch die Simulation derartiger Zyklen kann die tatsächliche Performance eines Designs vor der Verfügbarkeit von Hardware beurteilt und optimiert werden. Der modellbasierende Abstimmungsprozess verbessert die Abstimmungsqualität hinsichtlich CO<sub>2</sub> und Fahrbarkeit bereits in einer frühen Entwicklungsstufe.

## **2.2 Gesetzliche Anforderungen**

### **2.2.1 CO<sub>2</sub>-EMISSIONSVORSCHRIFTEN**

Für Motor- und Fahrzeughersteller ist die Reduzierung von Treibstoffverbrauch und CO<sub>2</sub>-Emissionen die Hauptaufgabe für die kommenden Jahre. Vergangene und aktuelle Vorschriften für Abgase von Off-Road-Fahrzeugen wie zum Beispiel Traktoren oder Baumaschinen, konzentrieren sich hauptsächlich darauf, Stickoxide und Partikel zu reduzieren.

Eine weitere erhebliche Reduzierung dieser Emissionen wird nicht erwartet. Zukünftige Gesetzgebung wird eher darauf abzielen, CO<sub>2</sub>-Emissionen und in Folge Kraftstoffverbrauch zu reduzieren. Daher wird der jetzige weltweite Trend der CO<sub>2</sub>-Ziele im ersten Schritt von PKWs auf Straßen-LKW, und dann in einem zweiten Schritt auch auf Non-Road-Fahrzeuge ausgeweitet werden.

In der Vergangenheit konnten die Anforderungen aller Stufen von Abgasvorschriften allein durch motorinterne Maßnahmen erreicht werden. Seit Stage 3b / TIER IV Interim können die gesetzlichen Anforderungen nicht mehr nur durch Optimierung des inneren Verbrennungsprozesses erreicht werden. Zusätzliche Abgasnachbehandlung wie zum Beispiel SCR und DPF wurden notwendig, um die strengerer gesetzlichen Anforderungen zu erfüllen. Obwohl der Motorhersteller für die technische Abnahme des kompletten Systems „Motor und Nachbehandlungssysteme“ verantwortlich war, musste sich die OEM trotzdem an eine zunehmende Anzahl von Installationsrichtlinien des Motorherstellers halten. Da Kraftstoffverbrauch und CO<sub>2</sub>-Emissionen nicht nur durch den Motor, sondern auch durch die Effizienz des gesamten Antriebsstrangs beeinflusst werden, kann man davon ausgehen, dass eine zukünftige CO<sub>2</sub>-Emissionsvorschrift für Non-Road Fahrzeuge die CO<sub>2</sub>-Emissionen des gesamten Fahrzeuges berücksichtigen wird. Dieser Ansatz wird eine große Auswirkung auf die gesetzlichen Verpflichtungen des Fahrzeugherstellers bezüglich der Erfüllung der CO<sub>2</sub>-Emissionsbeschränkungen haben. Dadurch muss jeder Bestandteil, jede Funktion und jede Variante berücksichtigt werden, um die tatsächlichen CO<sub>2</sub>-Emissionen des Fahrzeuges zu messen und zu beurteilen.

Für den Traktor heißt das beispielsweise, dass jede Ausführung bzgl. Motorleistung, Getriebe, Fahrzeuggeschwindigkeit, Hydraulik, oder Reifen und möglicher

Kombinationen vom OEM bezüglich der CO<sub>2</sub>-Emissionen gemessen werden muss. Daher wird es zwingend erforderlich, geeignete Simulationstools einzusetzen, um mit dieser gesetzlich erzwungenen Komplexität klar zu kommen. Im nächsten Kapitel wird gezeigt, dass auch gesetzgebende Behörden auf europäischer Ebene diesen Denkansatz verfolgen. Verschiedene Entwürfe von zukünftigen europäischen Richtlinien sprechen Simulation als eine Möglichkeit an, um die Erfüllung der gesetzlichen Richtlinien offiziell nachzuweisen.

### **2.2.2 ZERTIFIZIERUNG & FREIGABE**

Die aktuelle Traktor Richtlinie „2003/37/EC“ beschreibt ein allumfassendes und verpflichtendes Baumusterzulassungssystem für die gesamte Europäische Gemeinschaft. Diese Richtlinie stellt nicht nur eine Liste von Anweisungen, Richtlinien und anzuwendende Standards zur Verfügung, es beschreibt auch die Tests, die für die EU-Zertifizierung benötigt werden. Mit 1. Jänner 2016 wird die aktuelle Traktor Richtlinie durch die neue „Mother Regulation“ ersetzt. Ziel der neuen Vorschrift ist es, den Baumusterzulassungsprozess zu vereinfachen und zu beschleunigen. Darüber hinaus konzentriert sich die neue Vorschrift auf ein hohes Niveau an funktioneller und beruflicher Sicherheit und Umweltschutz. Die Überarbeitung der aktuellen Richtlinie umfasst auch die Anwendung von komplexen virtuellen Testmethoden, um die Übereinstimmung mit technischen Anforderungen zu prüfen.

CO<sub>2</sub>-Emissionsbegrenzungen für das gesamte Fahrzeug heißt, dass der Antriebsstrang wie Motor, Getriebe, Achsen, Reifen usw. und jede mögliche Variation dieser Komponenten Auswirkungen auf die CO<sub>2</sub>-Emissionswerte des gesamten Systems haben und daher eine unglaubliche Anzahl an möglichen Varianten schaffen.

### **2.2.3 ARBEITSPLATZRICHTLINIEN**

Die Qualitätsanmutung eines Traktors wird unter anderem auch durch den Komfort am Fahrerarbeitsplatz beeinflusst. Komfort ist ein wichtiger Bestandteil des gesamtheitlichen Qualitätsaspekts und spielt eine wichtige Rolle im Entscheidungsprozess eines potentiellen Kunden. Darüber hinaus verpflichtet der Gesetzgeber den Arbeitgeber, Mitarbeiter vor Arbeitsbedingungen zu schützen, die ein Risiko für ihre Gesundheit und Sicherheit darstellen können. Die derzeit gültige "Traktor-Richtlinie" (2003/37/EG) enthält nur eine so genannte "Sitz-Richtlinie" (78/402/EEC), die Informationen bezüglich Messung und Bewertung der vertikalen Sitz-Beschleunigung und der zu erreichenden Beschleunigungsgrenzen enthält. Die Europäische Richtlinie über physikalische

Einwirkungen/Vibrationen (2002/44/EC) verpflichtet jeden Arbeitgeber, Arbeitnehmer gegen Gefahren zu schützen, die von Vibrationen am Arbeitsplatz ausgehen. Im Detail erwartet diese Richtlinie von jedem Arbeitgeber, den Grad der Schwingungen zu kontrollieren und zu beurteilen, denen der Mitarbeiter/Fahrer ausgesetzt ist. Wenn dieses Niveau die in der Richtlinie festgelegten Grenzwerte überschreitet, muss der Arbeitgeber Maßnahmen ergreifen, um die Belastung zu reduzieren. Wie bereits zuvor erklärt, wird sich die neue "Mother Regulation" unter anderem mehr auf Arbeitsschutz konzentrieren. Traktoren haben überwiegend keine Aufhängung der Hinterachse und eine nicht unerhebliche Anzahl von Traktoren ist auch nicht mit einer gefederten Kabine ausgestattet. Man kann davon ausgehen, dass die Pflichten der Betreiber gemäß Richtlinie 2002/44/EG in Zukunft an den Hersteller der Geräte/Zugmaschine weitergegeben werden und rechtliche Schwingungsbelastungsgrenzen weiter verschärft werden. Der Hersteller muss zumindest dem Kunden nachweisen, dass seine Geräte die Gesetze erfüllen.

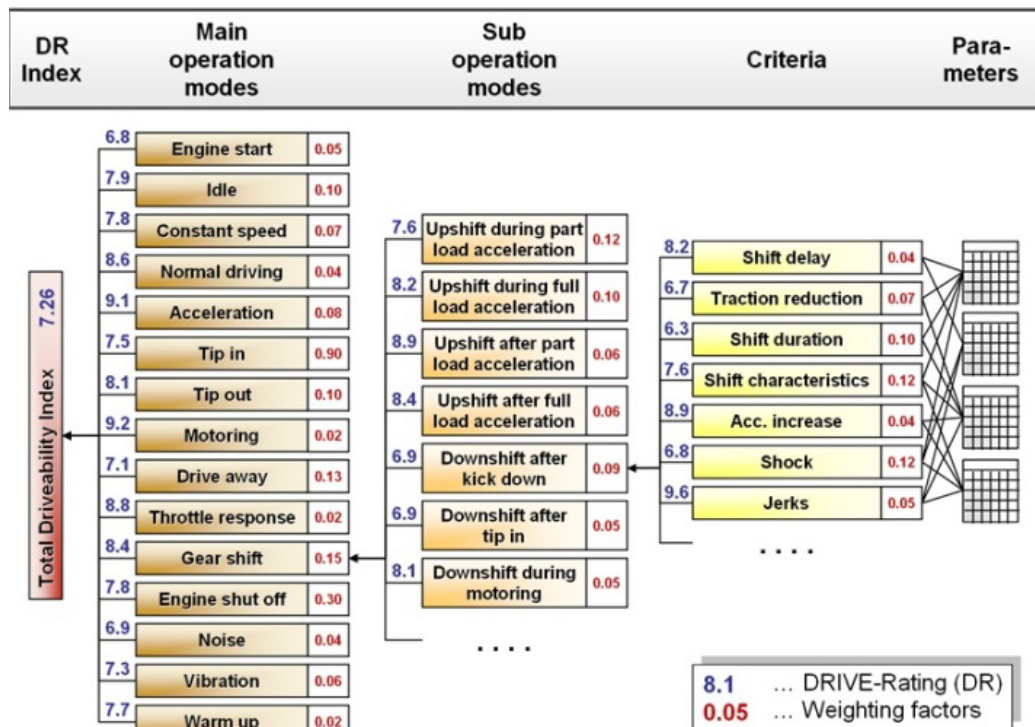
## 2.3 Fahrbarkeit

AVL beschäftigt hat sich seit mehr als 15 Jahren mit der objektiven Beurteilung der Fahrbarkeit. Ziel ist es, ein quantitatives Ziel-Portfolio von subjektiven Bewertungen, basierend auf menschlicher Erfahrung, abzuleiten. Das entwickelte Tool erfasst verschiedene Sensor- und CAN-Bussignale, wie z.B. Längsbeschleunigung, Motordrehzahl, Fahrzeuggeschwindigkeit, Pedalposition, etc. Diese Eingangssignale werden von der DMU (AVL-DRIVE Main Unit) gesammelt und an die Bewertungssoftware zur Weiterverarbeitung und Analyse weitergegeben. Über 100 verschiedene Betriebszustände (z.B. Anfahren, Hochschalten oder Shutteln) werden automatisch erkannt und mit Hilfe von mehr als 450 fahrbarkeitsrelevanten Kriterien in Echtzeit bewertet, **Bild 1**.

Die physikalischen Werte dieser Kriterien werden durch Modelle und Fuzzy-Logik zu "Fahrbarkeits-Ratings" verrechnet. Fahrbarkeit beschreibt die qualitative Bewertung der Fahrzeugreaktion auf Vorgaben des Fahrers. Das Tool bietet objektive Echtzeitbewertung der Fahrzeug-Fahrbarkeit auf Basis des Fahrereindrucks mit automatischer Erkennung und Kategorisierung von Betriebsmodi. Es kann für umfassende Fahrbarkeitsanalysen, Benchmarking und als ein Instrument der Akzeptanz für die Qualitätssicherung der Fahrbarkeit verwendet werden. Aus einem Benchmark werden Fahrbarkeitsziele definiert und als Referenz für die Bewertung der Fahrbarkeit in allen Stufen eines zielgetriebenen Entwicklungsprozesses verwendet. Das Tool kann außerdem mit



den meisten Kalibriertools (z.B. Inca, Canape) zur Effizienzsteigerung in der Motor- oder Getriebekalibration kombiniert werden.



**Bild 1: AVL-Drive – Betriebszustände und Kriterien**

## 2.4 Gleichzeitige Verbesserung der gesetzlichen Konformität & Fahrbarkeit

Gründe, einen modellbasierenden Denkansatz zu implementieren wie etwa rechtliche Anforderungen und Fahrbarkeit, wurden bereits ausführlich in den letzten Kapiteln besprochen. Trotzdem ist es nicht empfehlenswert, damit zu beginnen, ein Fahrzeug-Simulationsmodell zu entwickeln, um die Rechtskonformität und Fahrbarkeit zeitgleich zu verbessern, bevor überhaupt die repräsentativen Merkmale des Modells, die letztendlich optimiert werden müssen, festgelegt sind. Das ist eine Voraussetzung, um das erforderliche Maß zu definieren, in dem Komponenten, Funktionen und deren Wechselwirkungen detailliert sein müssen, um die geforderte und erwartete Qualität der Ergebnisse zu erreichen.

Die Verbesserung von Kriterien wie Kraftstoffverbrauch, Ansprechverhalten des Motors, Schaltqualität, Federungskomfort, Fahrstabilität und Fahrsicherheit, Zugkraft und Effizienz des Antriebsstrangs hat immer einen positiven Einfluss auf die Optimierung der übergeordneten Kriterien wie

- Erfüllung der CO<sub>2</sub>-Emissionsziele
- Limitierung von Ganzkörper-Schwingungen auf den Fahrer
- Erhöhung des Arbeitsschutzes

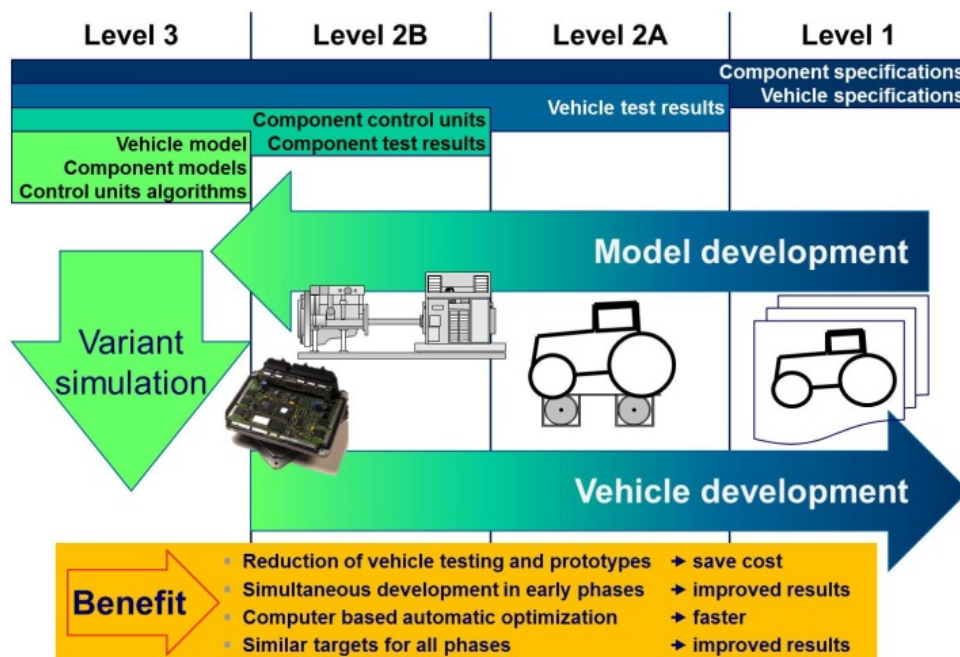
Aus der Sicht des Fahrers wird die Verringerung der Schwingungsbelastung als eine Verbesserung der komfortbezogenen Fahrbarkeit des Fahrzeuges wahrgenommen. Darüber hinaus wird jede Erhöhung der Arbeitssicherheit vom Fahrer als eine Optimierung der leistungs- und komfortbezogenen Fahrbarkeit wahrgenommen, wenn die Erhöhung der Arbeitssicherheit von einer besseren Fahrstabilität und Kontrollierbarkeit des Traktors herrührt.

### 3 VON HARDWAREPRÜFUNG ZU MODELL-BASIERENDER SIMULATION

Ziel ist es, ein Modell des Traktors/Gerätes zu entwickeln, genau genug, um die Hardware unter allen vordefinierten Anwendungsfällen zu simulieren, aber schlank genug, um in Echtzeit zu laufen. Ein virtuelles Modell muss aus den Komponenten

- Motor
- Getriebe
- Reifen
- Aufhängung (Vorderachse, Kabine, Sitz)
- Anbaugerät bestehen.

Unter bestimmten Bedingungen müssen auch das Fahrzeug, der Fahrer und die Strecke modelliert werden. Je nach den Simulationszielen und dem geforderten Ergebnisqualität können drei Stufen von Modellgenauigkeit unterschieden werden, **Bild 2**:



**Bild 2: Stufen eines Simulationsmodells**

Eine Genauigkeit von Stufe 1 kann mit Basisinformationen über die einzelnen Komponenten erreicht werden. Die Verfügbarkeit von physischen Komponenten und Messdaten ist nicht erforderlich. Diese Informationen erlauben die Funktionalität der Steuergeräte wie der ECU und TCU alleine durch eine Abschätzung zu beschreiben. Normalerweise wird ein Stufe 1-Modell für Konzeptentscheidungen oder zum Beurteilen von Modellverbesserungen auf qualitativem Niveau verwendet.

Eine Genauigkeit von Stufe 2 erfordert immer zusätzliche Modellverfeinerungen durch Messdaten mit echter Hardware. In diesem Fall müssen Komponenten bzw. ein vollständiges Fahrzeug für Messungen auf einem Prüfstand, auf der Straße oder im Feld zur Verfügung stehen. Ein Stufe 2-Modell ermöglicht Bewertungen auf einer quantitativen Ebene und wird z.B. verwendet, um bestimmte Kalibrieraufgaben wie etwa eine Fahrbarkeits-Optimierung durchzuführen. Ab dieser Ebene ist ein Fahrer- und Streckenmodell erforderlich. Ein Stufe 3-Modell bietet höchste Genauigkeit, die für einen qualitativ anspruchsvollen modellbasierenden Kalibrierungsansatz erforderlich ist. In einem solchen Fall ist detailliertes Wissen über die Funktionsweise der Steuergeräte eine Voraussetzung. Daher kann ein Stufe 3-Modell auch dazu verwendet werden, die Algorithmen von Motor- und Getriebesteuergerät zu verifizieren und zu optimieren. Stufe 3-Modelle sind daher ein sehr wichtiges Instrument für Komponentenhersteller, um ihren Entwicklungsprozess zu rationalisieren. Im Zusammenhang mit den zwei Anwendungsfällen, die in den folgenden Kapiteln tiefer diskutiert werden, würde ein Stufe 1-Modell ausreichen, um die Höhe der CO<sub>2</sub>-Emissionen zu bestimmen, jedoch erfordert die zusätzliche Bewertung und Optimierung der Fahrbarkeit ein Stufe 2-Modell. Eine Echtzeit-Funktion der Modelle ist dann erforderlich, wenn das Modell auch in einer HIL-Umgebung funktionieren soll (z.B. mit einer realen ECU / TCU).

### **3.1 Elemente eines virtuellen Simulationsmodells**

Dieses Kapitel beschreibt die wichtigsten zu simulierenden Komponenten für die zuvor genannten Anwendungsfälle. Zusätzliche Angaben über die Parametrierung der Komponenten, die jeweiligen angewendeten Software-Tools und die gewählte Entwicklungsumgebung werden erwähnt.

#### **3.1.1 WERKZEUG**

VSM (Vehicle Simulation Model) ist eine Mehrkörpersimulation mit 6 Freiheitsgraden, entwickelt von AVL für Fahrbarkeits-Simulation in Echtzeit. VSM ist ein dynamisches Fahrzeugs-Simulationsmodell mit Schwerpunkt auf

die Simulation der fahrbarkeitsrelevanten Effekte. VSM liefert den Simulationsteil der verbleibenden Fahrzeugkomponenten und stellt die Steuerung für den dynamischen Prüfstand dar. VSM beinhaltet:

- Einen modularen, objektorientierten Modellierungs-Ansatz
- Ein modulares Modell- und Parametrisierungs-Set-up
- Die dynamische Kopplung von Antrieb und Fahrwerk
- Eine passende Kombination eines Sitz- und Fahrermodells

### 3.1.2 MOTOR

Das Motormodell ist mit AVL MOBEO parametrisiert. Dieses nulldimensionale Motormodell benutzt einen semi-physikalischen Ansatz für die Verbrennungssimulation, der die Genauigkeitsvorteile der empirischen Modelle mit den Extrapolationsfähigkeiten der physikalischen vereint. In Kombination mit einem Motorsteuergerät ist es möglich, das transiente Verhalten des Motors sehr genau zu simulieren.

**Tabelle 1** listet die notwendigen Informationen auf, um ein Stufe 1 Motormodell zu erstellen. Zusätzlich sind Messungen mit echter Hardware notwendig, um die Modellgenauigkeit auf Stufe 2 zu erhöhen. **Tabelle 2** zeigt die gleichen Anforderungen hinsichtlich eines virtuellen Steuergerätes. MoBEO ist ein Echtzeit-Motorsimulationsmodell, bestehend aus ECU, Sensoren und Aktuatoren, Verbrennungsmotor und der Abgasnachbehandlung.

**Tabelle 1: Motorparameter für Stufe 1**

Motordaten	Motortyp	iL6, V8
	Zylinderzahl	[-]
	Bohrung und Hub	[mm]
	Pleuellänge	[mm]
	Verdichtung	[-]
Randbedingungen	Luftfilter	[mbar]
	Ladeluftkühler	[mbar]
	Abgasgegendruck	[mbar]
	Ladeluftkühler Temperatur Austritt	[°C]
Turbolader	Kennlinien des Herstellers bzgl. Kompressor und Turbine (korr. Massenstrom, Druckverhältnisse, korr. Drehzahlen, Effizienz)	
	Massenträgheiten aller rotierenden Teile	[kgm <sup>2</sup> ]
	Masse des Turbinengehäuses	[kg]

**Tabelle 2: ECU Parameter für Stufe 1**

Einspritzparameter	Einspritzmenge	[mg]
	Einspritzzeitpunkt	[°]
	Einspritzdauer	[ms]
Aktuatorventile	AGR-Ventil	[%]
	Drosselklappe	[%]
	VTG	[%]

Einfache SW-ECU mit Kennlinien für	Pedalposition	[%]
	Einspritzparameter	
	Aktuatorventile	

In Kombination von physikalischen Gesetzen mit Erfahrung werden die Verbrennungsparameter im gesamten Betriebsbereich gefunden und eine multi-dimensionales Zylinder Modell wird vorberechnet.

### 3.1.3 GETRIEBE

Das Getriebe-Modell MoTran basiert auf dem Softwaretool Dymola. Komponenten aus verschiedenen Bibliotheken können eingebunden werden. Die Antriebsstrang-Bibliothek enthält Komponenten, um die Simulation des gesamten Powertrain Systems einschließlich der resultierenden Bewegung des Fahrzeugs zu ermöglichen. Dies ermöglicht die Vorhersage von Eigenschaften wie Leistung, Kraftstoffverbrauch und Fahrbarkeit, was wiederum die Entwicklung des Antriebsstrangs unterstützen kann. Diese Techniken ermöglichen zusammen mit speziellen numerischen Lösungsverfahren Echtzeit-Hardware-in-the-Loop-Simulationen (HILS).

**Tabelle 3: Getriebeparameter für Stufe 1**

Geometrische Daten	Zähnezahlen	
	Kupplungsdurchmesser	[mm]
	Reibungskoeffizienten	
	...	
Motordaten	max. Moment	[Nm]
	Max. Drehzahl	
	...	
Hydraulik	Öldichte	[kg/l]
	Min. Systemdruck	[bar]
	Max. Systemdruck	[bar]
Fahrzeug	Masse	[kg]
	Reifendimension	
Diverses	TCU Zykluszeit	[ms]

In **Tabelle 3** werden die notwendigen Informationen aufgelistet, um ein Stufe 1-Modell für Getriebe zu erstellen. Zusätzliche Messungen mit Hardware sind notwendig, um die Genauigkeit auf Stufe 2 zu erhöhen. **Tabelle 4** zeigt die gleichen Anforderungen für ein virtuelles Getriebesteuergerät (TCU).

**Tabelle 4: ECU Parameter für Stufe 1**

Motordaten	Max. Moment	[Nm]
	Max. Drehzahl	
Schaltkennlinien		
Fahrzeug	Masse	[kg]
	tire dimension	
Diverses	TCU Zykluszeit	[ms]

### **3.1.4 FEDERUNGSSYSTEM**

In den meisten Fällen besteht das Federungssystem eines Standardtraktors aus der Federung der Vorderachse, der Kabine und des Sitzes.

Das Federungs-Modell wird als ein Masse-Feder-Dämpfer-System mit Hilfe des Softwaretools VSM, basierend auf einer Simulink-Umgebung, beschrieben.

Die wichtigsten Parameter des Federungssystems:

- Federsteifigkeiten
- Dämpfungseigenschaften
- geometrische Abmessungen (z.B. Kabinenlagerung)

### **3.1.5 REIFEN**

Das Reifenmodell wird mit dem Softwaretool VSM beschrieben, basiert auf einem Pacejka Modell und ist angepasst an die Verwendung im weichen Boden und die spezielle Konstruktion von Traktorreifen. Das komplexe Zusammenspiel zwischen der Auflagefläche des Reifens und dem Boden sowie Effekte wie Bulldozing, Multipass und Verdichtung des Bodens können damit simuliert werden.

### **3.1.6 FAHRZEUG**

Das Fahrzeugmodell wird mit dem Softwaretool VSM beschrieben. Das Fahrzeugmodell stellt die geometrischen und physikalischen Attribute der Zugmaschine wie zum Beispiel Abmessungen, Massen und abgeleitete rotatorische und translatorische Schwungmassen dar. Das dynamische Verhalten des kompletten Fahrzeugs zu simulieren ist eine Voraussetzung für die Beurteilung von Fahrbarkeit bzw. Komfort.

### **3.1.7 FAHRER**

Ein Fahrer-Modell ist für Stufe 1 Untersuchungen nicht erforderlich, die Eingabe kann von Messungen der realen Zyklen abgeleitet werden. Im Stufe 1-Modell genügt es, das Fahrermodell durch die aufgezeichneten Parameter zu ersetzen, die auch den Leistungsbedarf des Zyklus beschreiben.

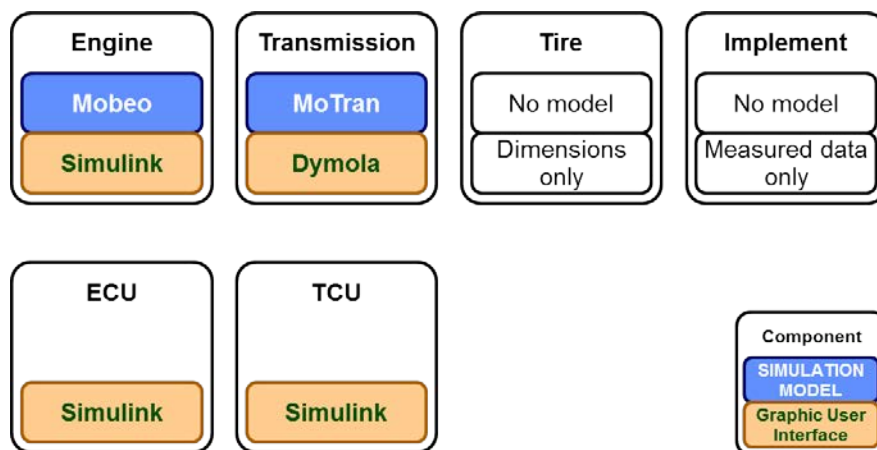
Von Stufe 2 an ist ein voll funktionsfähiges Fahrermodell Voraussetzung. Das Fahrer-Setup in VSM enthält alle Parameter für Schalten, Lenken und Gaspedal- / Bremsenbetätigung. Mit diesen Parametern kann die Erfahrung des Fahrers an die Aufgabe angepasst werden. Abhängig von der aktuellen Position, Kurs und der erforderlichen Position wird der Fahrer lenken, schalten, Gaspedal und Bremse betätigen sowie das Arbeitsgerät entsprechend bedienen, um die gewünschte Aufgabe so schnell und so effizient wie möglich zu erledigen.

### 3.1.8 STRECKE

Ein ausführliches Streckenmodell ist für Stufe 1 Untersuchungen nicht erforderlich, die Eingabe kann von Messungen realer Zyklen abgeleitet werden. Ein komplizierteres Streckenmodell muss für Stufe 2 Funktionen erstellt werden. Dieses Streckenmodell ist eine Herleitung von Messdaten z.B. mittels 3-D-GPS-Daten. Der Fahrer steuert das Fahrzeug je nach Aufgabe und Streckenbedingungen.

### 3.2 Simulation und Optimierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen

Aus Anwendungssicht besteht das Ziel jeder Antriebsstrangoptimierung darin, den spezifischen Kraftstoffverbrauchs pro Einheit - Stunde oder Fläche - zu verringern. Diese Optimierung kann durch Maßnahmen ausschließlich am Antriebsstrang des Traktors oder auch durch eine Verringerung des Zugkraftbedarfs des jeweiligen Geräts erreicht werden.

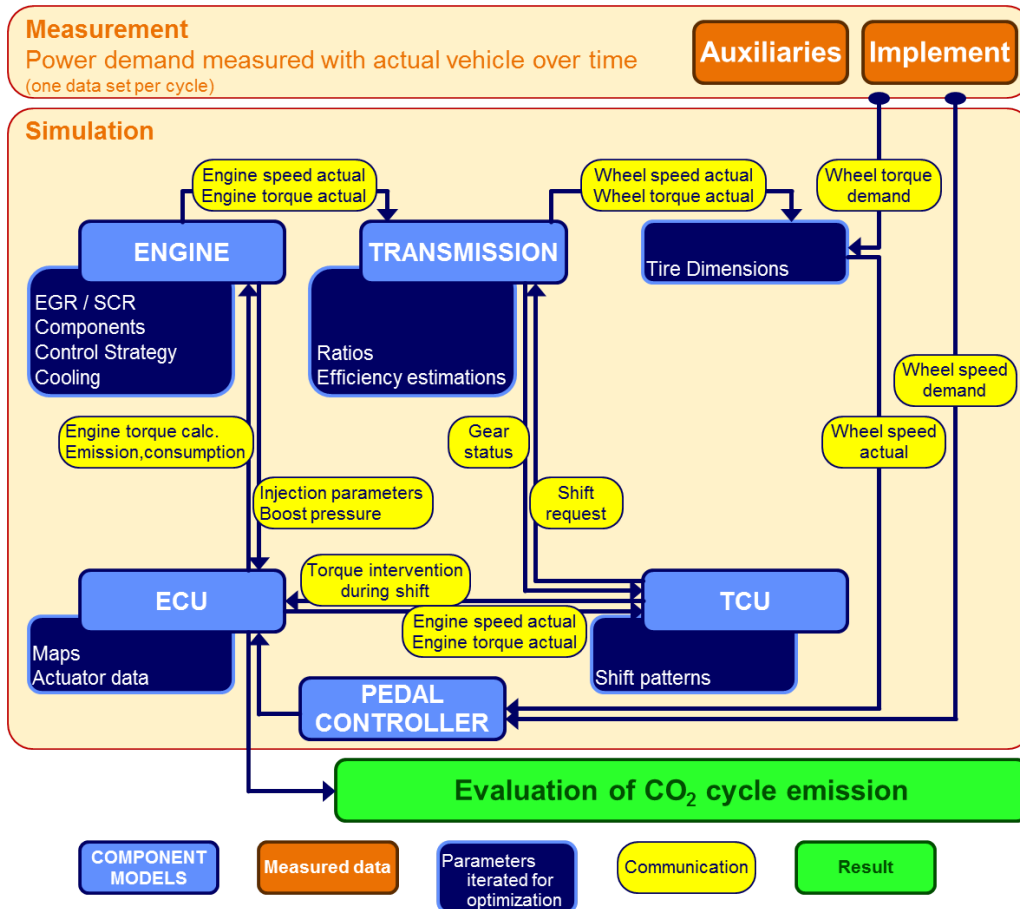


**Bild 3: Tool chain - Stufe 1**

Ein Stufe 1-Modell kann bereits die Basis für die Bestimmung und Verbesserung von CO<sub>2</sub>-Emissionen auf qualitativem Level sein, **Bild 3**. Der Zugkraftbedarf der Anbaugeräte sowie der Leistungsbedarf der Nebenaggregate werden über spezifische Kennfelder bereitgestellt bzw. entsprechend folgender Funktionen berechnet:

- Zugkraft (Gerät) =  $f$  (Geschwindigkeit, Geräteeinstellungen)
- Momentenbedarf (Gerät) = Zugkraft x Reifenradius
- Momentenbedarf (Nebenaggregate) =  $f$  (Motordrehzahl)

Diese physikalischen Größen und andere wichtige Parameter wie etwa die erforderliche Geschwindigkeit des Traktors werden von TCU und ECU verrechnet und in eine Gang- bzw. Übersetzungsanforderung übersetzt – bzw. analog in Momenten- / Drehzahlanforderung an den Motor.



**Bild 4: Traktormodell - Stufe 1**

Mittels einer einfachen Kurve für das Reifenverhalten, die den Reifenschlupf als Funktion der benötigten Zugkraft beschreibt, kann man die notwendigen Drehzahlen von Getriebe und Motor als Funktion der erforderlichen Fahrgeschwindigkeit zu berechnen.

- Geschwindigkeitsanforderung Getriebe =  $f$  (Geschwindigkeit Traktor, Reifenschlupf)

Mit diesem Stufe 1-Modell **Bild 4**, können

- Die Einstellung des Geräts (z.B. Geschwindigkeit, Pflügebreite, -tiefe)
- Die Stufe 1 Einstellungen des Motors entsprechend den in **Tabellen 1 + 2** (4.1.2) aufgeführten Parametern
- Die Getriebeübersetzungen und Schaltpunkte entsprechend den in der Tabelle oben beschriebenen Stufe 1 TCU Parametern

bewertet und optimiert werden – zumindest auf qualitativem Niveau.

### 3.3 Bewertung und Optimierung von Fahrbarkeit

Im Gegensatz zum CO<sub>2</sub>-Emissionsmodell erfordert die Bewertung und Optimierung von Fahrbarkeit sowohl ein Gesamtfahrzeugmodell als auch



Modelle von Strecke und Fahrer, die Genauigkeit des Komponentenmodells muß auf Stufe 2 gebracht werden, zusätzliche Komponenten wie etwa die Achsfederung müssen ins Gesamtfahrzeugmodell integriert werden. Darüber hinaus wird sowohl der Weg zur Erstellung objektiver Fahrbarkeit Zielwerte gezeigt, als auch die gleichzeitige Optimierung von CO<sub>2</sub>-Emission und Fahrbarkeit durch den Einsatz von automatisierter Kalibrierung.

### **3.3.1 VERBESSERTES MOTOR- UND GETRIEBEMODELL**

Eine Stufe 2 Modellgenauigkeit erfordert zusätzliche Modellverfeinerungen auf Basis von Messungen mit der echten Hardware. Diese zusätzlichen Daten helfen das physikalische Verhalten von Motor und Antriebsstrang besser zu verstehen. Dadurch kann die Funktionalität von ECU und TCU signifikant verbessert werden. Bezogen auf den Antriebsstrang müssen nun die Schaltstrategie der TCU und das Schaltverhalten der Kupplungsmodule beschrieben und modelliert werden. Dieses Stufe 2-Modell erlaubt das gleichzeitige qualitative und quantitative Bewerten von CO<sub>2</sub>-Emissionen und Fahrbarkeit.

### **3.3.2 OBJEKTIVE ZIELE FÜR DIE FAHRBARKEITSBEWERTUNG**

Fahrbarkeit beschreibt die qualitative Bewertung der Fahrzeugreaktion auf die Eingabe des Fahrers. In dieser Umgebung liefert das Tool objektive Echtzeitbewertung der Fahrbarkeit, basierend auf dem Eindruck des Fahrers, mit automatischer Erkennung und Kategorisierung der Betriebszustände. Die standardisierte Skala der subjektiven Beurteilung von 1 bis 10 wird auch für die objektive Bewertung verwendet, **Bild 5**.

Basierend auf einer Benchmark Analyse werden Fahrbarkeitsziele definiert und als Referenz für Fahrbarkeitsevaluation in allen Entwicklungsstadien innerhalb eines zielgerichteten Entwicklungsprozesses angewendet.

### **3.3.3 GLEICHZEITIGE OPTIMIERUNG VON CO<sub>2</sub>-EMISSIONEN UND FAHRBARKEIT**

Die Optimierung von Verbrauch und somit CO<sub>2</sub>-Emissionen mittels eines Stufe 1-Modells wurde zuvor erklärt, nun wird die gleichzeitige Optimierung von CO<sub>2</sub>-Emissionen und Fahrbarkeit beschrieben. In diesem Zusammenhang soll Fahrbarkeit auch die Gesetzeskonformität mit derzeitigen und zukünftigen Bestimmungen und Anforderungen zum Thema Arbeitsplatz sicherstellen.

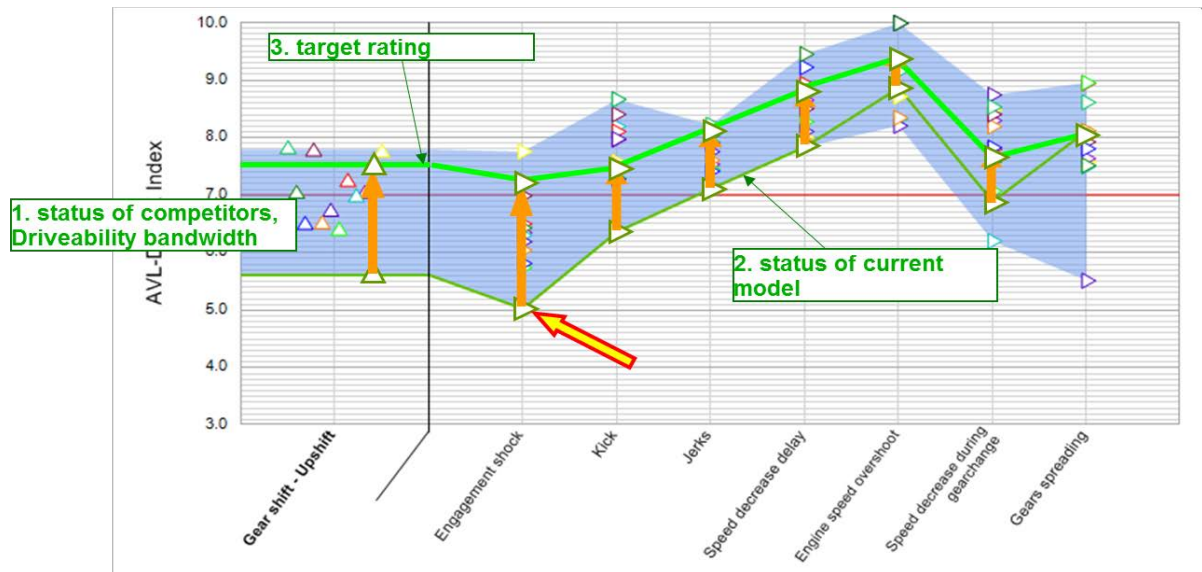


Bild 5: Objektive Fahrbarkeitsbewertung; Quelle: AVL-DRIVE Graphik

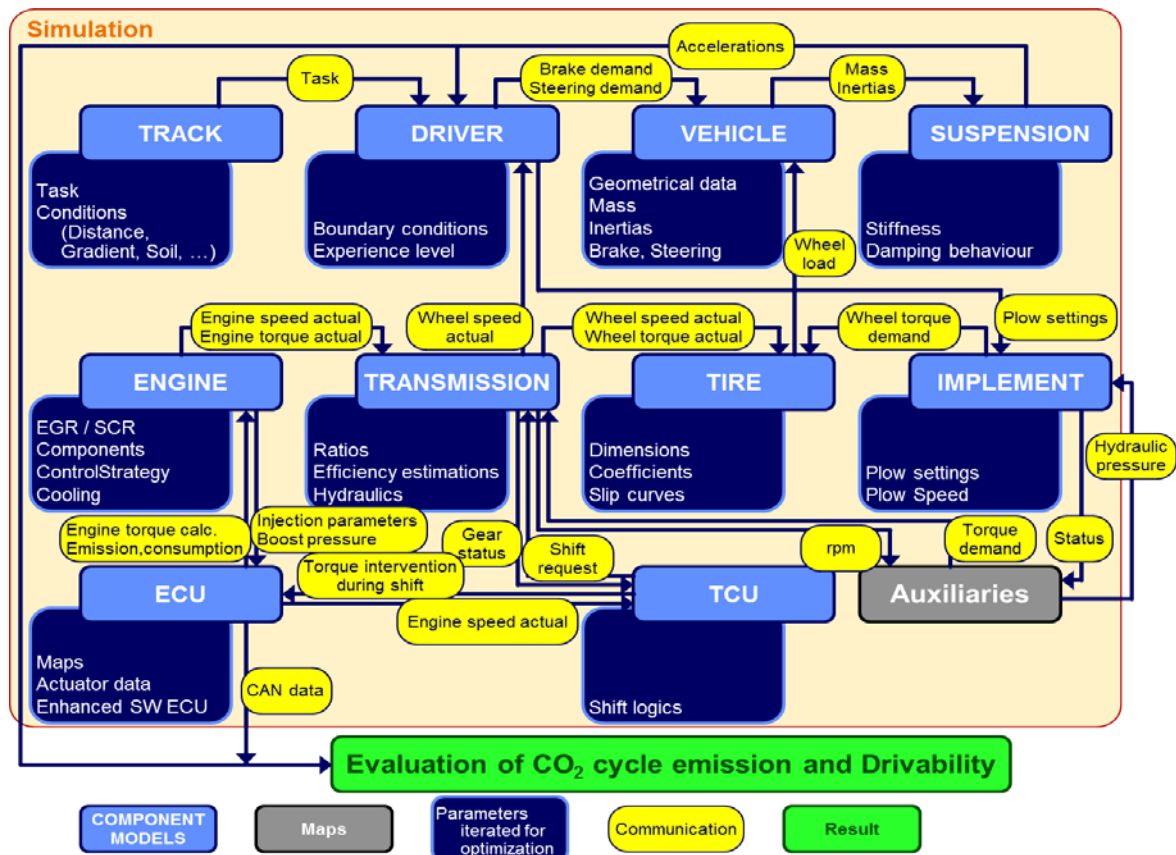


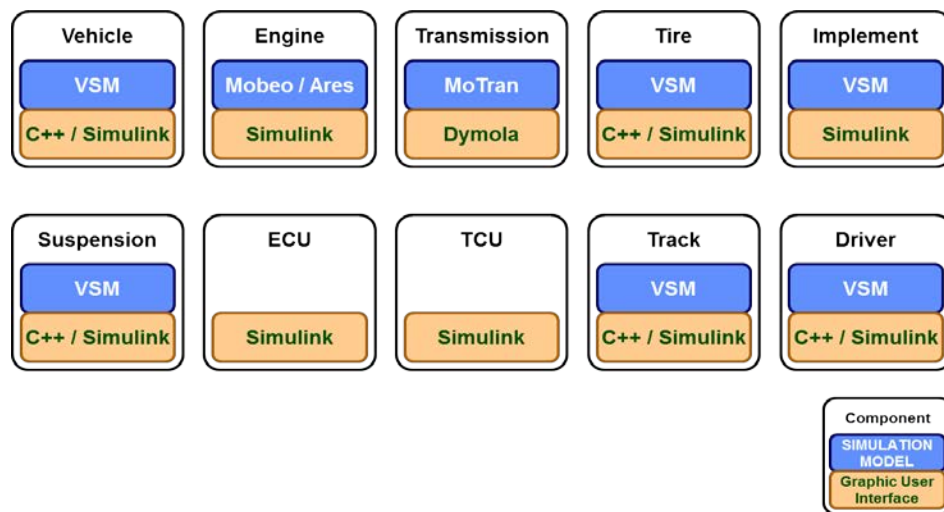
Bild 6: Traktormodell - Stufe 2

Um CO<sub>2</sub>-Emissionen und Fahrbarkeit zu ermitteln und zu verbessern ist ein Stufe 2 Simulationsmodell erforderlich, **Bild 6**.

Das erweiterte Modell bezieht folgende zusätzliche Elemente ein, **Bild 7**:

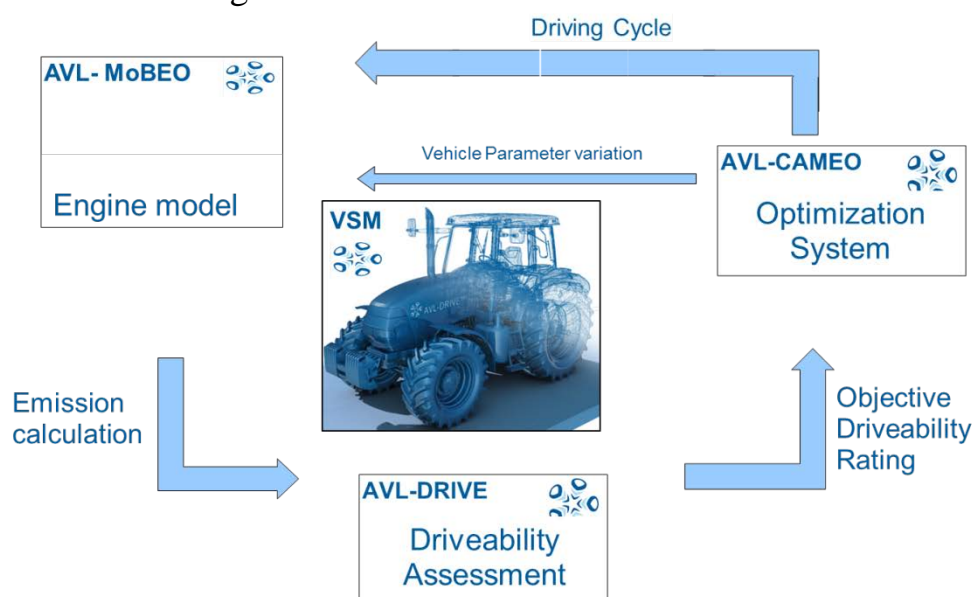
- das Gesamtfahrzeugmodell
- das Reifenmodell
- das modellierte Federungssystem (Vorderachse, Kabine, Sitz)

- das modellierte Arbeitsgerät
- das Fahrer- und Streckenmodell



**Bild 7: Tool chain - Stufe 2**

Darüber hinaus müssen Motor- und Getriebemodell und die entsprechenden Steuergeräte detailliert beschrieben werden. Der Leistungs- und Drehmomentbedarf der Nebenaggregate ist über ein Kennfeld beschrieben. Die ausgereifere Funktionsbeschreibung der Steuergeräte ermöglicht eine bidirektionale Kommunikation zwischen Getriebe und Motor. Das modellierte Federungssystem erlaubt Komfort und Fahrbarkeit zu beurteilen und zu verbessern, weiters die Verifikation der Erfüllung der Arbeitsplatzrichtlinien. Das Reifenmodell liefert die Möglichkeit, den Schlupf des Rades zu berechnen und dadurch die Abhängigkeit zwischen Radgeschwindigkeit und dem effektiven Geschwindigkeitsbedarf des Traktors besser zu beschreiben.



**Bild 8: Automatische Closed Loop ECU Kalibration SIL / HIL / MIL**

Benutzt man die Stufe 2 Tool Chain, optimiert die Closed Loop ECU-Kalibration SIL/HIL/MIL zeitgleich Emissionen und Fahrbarkeit. (**Bild 8**)

Das zeitgleiche Optimieren von CO<sub>2</sub>-Emissionen und Fahrbarkeit eines Traktors oder des ganzen Systems mit Arbeitsgerät bedeutet den bestmöglichen Kompromiss innerhalb einer Matrix mit enormer Anzahl möglicher Parameter für Motor, Getriebe, Arbeitsgerät usw. zu finden - sinnvollerweise mit einem automatisierten Kalibriertool wie AVL CAMEO.

## **4 WEITERES POTENTIAL DES VIRTUELLEN SIMULATIONSMODELLS**

In diesem Kapitel wird eine kurze Übersicht über die weiteren Potentiale der Simulation gegeben. Dies umfasst beispielhaft die folgenden Anwendungen:

- Simulation der DLG Power-Mix Zyklen
- Optimierung der Leistungsaufnahme von Nebenaggregaten

### **4.1 Simulation der DLG Power-Mix Zyklen**

Jeder dieser 8 Zyklen führt zu traktorspezifischen Kraftstoffverbräuchen, die Resultate des „DLG Power-Mix“ werden normalerweise veröffentlicht und sind eine sehr wichtige Informationsquelle für die Kaufentscheidung potentieller Kunden. Simulation mit Hilfe eines virtuellen Modells ist ein mächtiges Werkzeug, um die Zusammenhänge zwischen den entsprechenden Zyklen und der zugehörigen Effizienz des Triebstrangs besser analysieren, bewerten und verstehen zu können. Das dabei generierte Wissen kann in einem zweiten Schritt genutzt werden, um relevante Funktionen und Komponenten zu optimieren und somit hervorragende Ergebnisse in einem „realen“ Power-Mix Test zu erzielen.

### **4.2 Optimierung der Leistungsaufnahme von Nebenaggregaten**

Nebenaggregate wie Lüfter, Kompressor, Hydraulik und Klimakompressor verbrauchen permanent Leistung. Neue intelligente Strategien für eine lastabhängige Steuerung der Aggregate helfen signifikant bei der Reduktion der Leistungsaufnahme der Aggregate. Mit Hilfe von Simulation kann dieser positive Effekt bereits in frühen Phasen gefunden und optimiert werden.

## **5. ZUSAMMENFASSUNG**

Die Intention dieses Papers ist es, einen ganzheitlichen Ansatz vorzustellen, um die Potentiale der modellbasierten Simulation herauszustreichen. Klassische Entwicklungsthemen wie reduzierte Entwicklungszeit und -kosten, „front-

loading“ und höhere Produktqualität werden angesprochen, da zukünftige Markt- und Gesetzesanforderungen zu einer höheren Komplexität der Modellpalette führen werden. In jedem Falle ist die modellbasierte Simulation ein leistungsfähiges Tool um die erhöhte Komplexität zu bewältigen und kann ebenso helfen, gesetzliche Anforderungen besser zu erfüllen.

Sogar mit einer geringen Anzahl an Eingangsdaten können mit Hilfe von geeigneten Simulationsprogrammen aussagekräftige Resultate erreicht werden. Dies setzt voraus, dass bereits Zielkriterien verfügbar sind. Anhand des Beispiels der Fahrbarkeit wird gezeigt wie man aus Messungen und subjektiven Evaluierungen eine Liste mit Zielkriterien erstellen kann. Abhängig von den Simulationszielen und der erwarteten Qualität der Resultate kann das virtuelle Modell dann schrittweise verfeinert werden.

Bei Betrachtung von einerseits Fahrbarkeit bezüglich Komfort und Fahrstabilität und andererseits CO<sub>2</sub>-Emissionen zur gleichen Zeit, erhöht sich der Aufwand für die Parametrierung des Modells. Die Integration eines Arbeitsgerätes in das Modell erhöht ihn zusätzlich. Da aber das virtuelle Modell und die erreichbaren Resultate über den gesamten Entwicklungszeitraum wiederholt genutzt werden können, zahlt sich der zusätzliche Aufwand nach unserer Erfahrung aus.

## 6 LITERATUR

- [1] The Control of Vibration at Work Regulations 2005; <http://www.legislation.gov.uk/ukxi/2005/1093/contents/made>
- [2] COUNCIL DIRECTIVE of 25 July 1978 on the approximation of the laws of the Member States relating to the driver's seat on wheeled agricultural or forestry tractors  
<http://eur-lex.europa.eu/de/index.htm>
- [3] Heavy Duty Vehicles CO<sub>2</sub> emissions Stakeholder consultation meeting 3rd July 2012; [http://ec.europa.eu/clima/events/0054/summary\\_en.pdf](http://ec.europa.eu/clima/events/0054/summary_en.pdf)

### 6.1.1 DEFINITIONEN, AKRONYME, ABKÜRZUNGEN

ARES	AVL Real-time Engine Simulator
DLG	Deutsche Landwirtschafts Gesellschaft
DMU	DRIVE Main Unit
DR	DRIVE Rating
HIL(S)	Hardware-in-the-Loop (Simulation)
MoBEO	Model Based Engine Optimization
MoTRAN	Model Based Transmission Optimization
PTO	Power Take Off
SIL	Software-in-the-Loop
MIL	Model-in-the-Loop
VSM	Vehicle Simulation Model



# **Elektronik als Potential in der hydrostatischen Antriebstechnik**

Dipl.-Ing. (FH) **R. Schrempp**, B. Eng. **F. Schmid**,  
Mag. **M. Neuner**

SAUER BIBUS GmbH  
Lise-Meitner-Ring 13  
D-89231 Neu-Ulm  
E-Mail: [info@sauerbibus.de](mailto:info@sauerbibus.de)

LIEBHERR-Werk Telfs GmbH  
Hans-Liebherr Str.35  
6410 Telfs  
E-Mail: [info@liebherr.com](mailto:info@liebherr.com)

## **Abstract**

Der Beitrag zeigt am Beispiel der Maschine von Liebherr die Optimierungsmöglichkeiten einer elektro-hydraulischen Vernetzung der Komponenten und das daraus entstehende Innovationspotential zur Optimierung von Arbeits- und Fahrhydraulik.

Geringerer Kraftstoffverbrauch mit Steigerung von Leistung und Fahrkomfort sind wesentliche Bausteine für einen modernen Fährantrieb.

Durch den Einsatz moderner Sensortechnik mit entsprechender Kommunikation entsteht ein ungeahntes Potential in der Anwendungstechnik.

**Schlüsselwörter:** Elektrohydraulische Vernetzung, Ambient Intelligence

# 1 Liebherr Teleskoplader

Liebherr Teleskoplader erfreuen sich durch Ihre Bauweise und den daraus resultierenden Kundennutzen einer steigenden Nachfrage in anspruchsvollen Einsätzen. Als robuste Universalmaschinen überzeugen die Teleskoplader gleichermaßen beim Laden, Stapeln, Heben und Ziehen. Eine Vielzahl an Anbaugeräten wie z.B. Schaufel, Gabel, Lasthaken und Anhängerkupplung ermöglichen die Bewältigung der abwechslungsreichen Anforderungen bei Einsätzen am Bau, im Recycling oder in der Landwirtschaft mit nur einem Gerät.



**Bild 1.1: Werksbild Liebherr Teleskoplader**

Die Erwartungen der Kunden reichen dabei von unterbrechungsfreier Beschleunigung ohne Schaltvorgänge über feinfühliges Ansprechverhalten zum exakten Manövrieren bis hin zu gleichbleibend hoher Zugkraft in allen Geschwindigkeitsbereichen. Die gelungene Kombination von Elektronik und Hydraulik erfüllt all diese Anforderungen und ermöglicht dem Bediener der Liebherr Teleskoplader hohe Traglasten und beste Fahrleistungen jederzeit schnell und sicher in Arbeitsleistung umzusetzen.



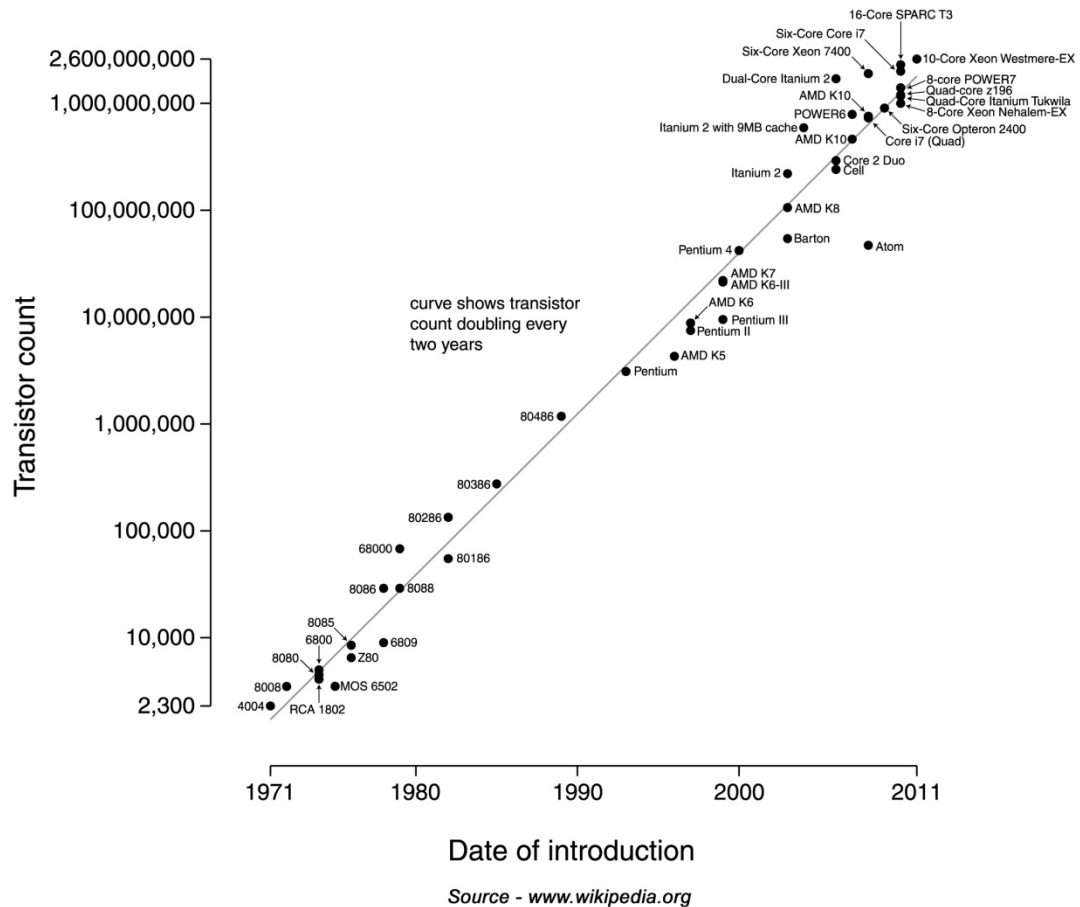
## **2 Anforderungen an den Fahrtrieb**

Vergleicht man die auf dem Markt befindlichen Maschinen, werden schnell wesentliche Unterschiede in der Antriebstechnik und im Bedienkomfort erkennbar. Ziel jeder Maschine ist es, ohne Zugkraftunterbrechung die 40km/h zu erreichen. Neben der im Traktor eingesetzten Technologie einer hydrostatisch-mechanischen Leistungsverzweigung, hat sich die hydrostatische Großwinkeltechnik weiterentwickelt. Die Gründe für einen rein hydrostatischen Fahrtrieb sind technische Eigenschaften, wie die flexible Anordnung der Komponenten, einfacher Reversierbetrieb bei hoher Zugkraft und automatische Grenzlastregelung, auch bei zugeschalteten Nebenverbrauchern. Der Wandlungsbereich wird durch die Grenzdrehzahlen des Axialkolbenmotors und durch die Verlustleistung im minimalen Schwenkwinkel eingeschränkt. Bei hohen Fahrgeschwindigkeiten und Leistungsklassen findet man eine Reihe von verschiedenen Technologien. Eine mögliche Variante bildet der hydrostatische Antrieb mit einem 3-Gang-Lastschaltgetriebe. Der Gangwechsel erfolgt fast ohne Zugkraftunterbrechung. Durch die Triebwerkstechnologie „45°-Schwenkwinkel“ vergrößert sich der hydrostatische Wandlungsbereich so, dass sich diese Technologie zu einer wirklichen Alternative zum Schaltgetriebe und lastschaltbarem Drehmomentwandler entwickelt hat.

## **3 Ambient Intelligence**

Die Entwicklung der Elektronik hat in den letzten Jahrzehnten einen rasanten Innovationsschub erfahren, der sich in den eingesetzten elektronischen Komponenten in einem Nutzfahrzeug widerspiegelt. Das Erfassen von einem Fahrzustand durch Radarsensoren, kombiniert mit hochauflösenden Kameras und intelligenter vernetzter Elektronik, unterstützt den Fahrer in allen Fahrzuständen. Erhöhte Sicherheit oder sogar autonomes Fahren sind realistische Visionen in der Nutzfahrzeug-Branche. Die unglaubliche Erhöhung der Integrationsdichte in der Halbleitertechnik (Moore's law) wird in naher Zukunft die Funktionen einer Bau- bzw. Landmaschine weiter revolutionieren (Bild 3.1).

## Microprocessor Transistor Counts 1971-2011 & Moore's Law

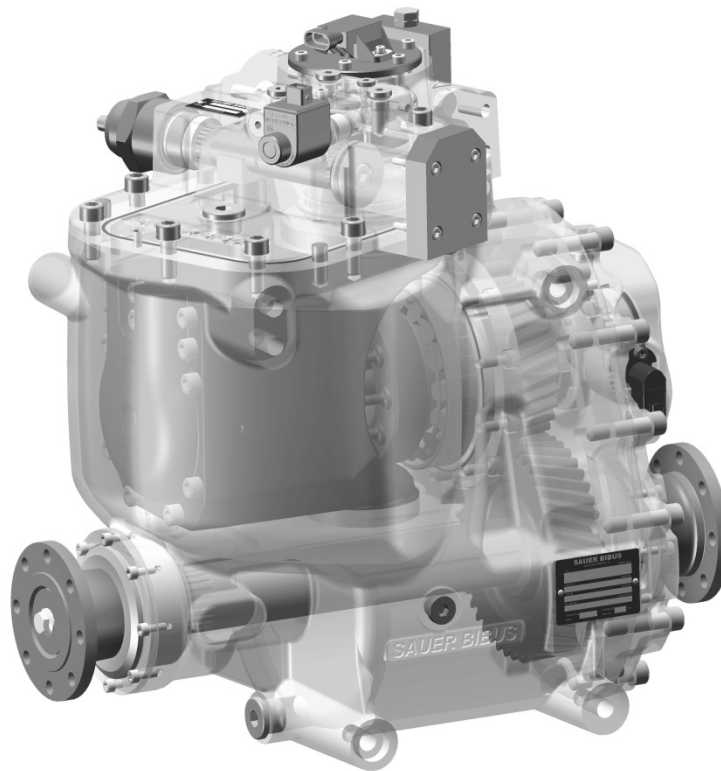


**Bild 3.1: Moore'sches Gesetz [Wikipedia 2014]**

Im Rahmen einer Innovationsinitiative der deutschen Bundesregierung aus dem Bereich ‚Ambient Intelligence‘ wird dieses auch unter dem Begriff ‚Next Generation Media‘ zusammengefasst. Ziel der Entwicklungsanstrengungen ist es Sensoren, Funkmodule und Computerprozessoren massiv zu vernetzen. Die Vision ist, dass eine intelligente Umgebung den Menschen auf natürliche Art und Weise bei Bedarf unterstützt. Dazu müssen die Maschinen von heute vorbereitet werden.

## 4 Serienstand als Entwicklungsbasis

Um die deutlich schärferen Emissionsgrenzwerte zu erfüllen gewinnen energieeffizienter Antriebe noch weiter an Bedeutung (Bild 4.1).



**Bild 4.1: COMPACT DRIVE mit Niederdruckverstellung**

Der Hydrostat wird durch eine sogenannte Niederdruckverstellung, mit einem Stelldruck von 25-30 bar, angesteuert. Die Kombination aus Winkelsensor und Proportionalventil ermöglicht eine exakte Schwenkwinkelregelung. Durch neueste Sensorik und die Vernetzung der Komponenten durch zeitgemäße Elektronik kann sich der Antrieb schnell auf jede Anforderung einstellen. Komfort und Energieeinsparung in bewährter Technik, unter Einhaltung der Emissionsgesetzgebung, ist die Basis dieser Entwicklung.

## **5 Sicherheitsfunktionen**

Der Antrieb muss selbständig potentielle Gefahren und Risiken erkennen. Dabei beeinflussen internationale Standards, wie zum Beispiel IEC 61508, die methodische Vorgehensweise in der Programmierung. Zusätzlich muss das Gesamtsystem analysiert werden, um problematische Fahrzustände zu vermeiden. Dazu hat das Fraunhofer Institut schon seit längerem eine Methodik genannt SICMA (Software Integrated Component Failure Modes and Fault Tree Analysis) entwickelt, die bei diesem Antrieb angewandt wird. Die Elektronik überwacht zusätzlich permanent alle Ausgänge. Der Winkelsensor des

Hydraulikmotors sendet dabei ein ratiometrisches Signal von 0,5 bis 4,5 V. Sollte die Spannung unter 0,5 V fallen, wird die Verbindung unterbrochen. Dies lässt auf einen Kabelbruch bzw. eine fehlerhafte Verkabelung schließen. Alle Sensoren werden zusätzlich einzeln überwacht und auf Plausibilität geprüft. Ein Beispiel ist der ständige Abgleich zwischen dem Schwenkwinkel und der dazu passenden Fahrleistung. Sollte eine erhebliche Abweichung über einen längeren Zeitraum gemessen werden, stellt das System auf Notbetrieb um. Der sogenannte „limp-home-mode“ ermöglicht es dem Fahrer das Fahrzeug aus einer gefährlichen Situation mit reduzierter Fahrleistung zu bewegen.

## **6 Ausblick**

„Ambient Intelligence“ und die daraus notwendige Vernetzung von Sensoren und Rechner bringen in der Bau- bzw. Landmaschine ein unglaubliche Vereinfachung und Potential für neue Anforderungen. Fahrerassistenzsysteme werden den Bedienkomfort und die Sicherheit noch weiter verbessern. Selbständige Leistungsanpassung der Maschine an ein verändertes Arbeitsumfeld mit aktiver Kommunikation zum Bediener wird den Arbeitsalltag verändern. Die Maschine schlägt selbständig nach eingehender Analyse sichere und energieeffiziente Lösungswege vor bzw. schlägt diese ein.

## **7 Literatur**

- [1] K. Th. Renius and R. Resch, 2005  
CONTINUOUSLY VARIABLE TRACTOR TRANSMISSIONS  
ASAE Distinguished Lecture No. 29, pp 1-37
- [2] Ralf Schrempp  
VDI Fachkonferenz – Tagung vom 11. - 12. November 2011  
VDI Fachkonferenz – Tagung vom 08. – 09. November 2013

# **Beurteilung des Einsparpotentials eines hybriden Teleskopladers mithilfe eines Rollenprüfstandes**

Dipl.-Ing. **T. Reich**, Dipl.-Ing. **P. Nagel**, Prof. Dr.-Ing. **M. Geimer**

Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen  
Institut für Fahrzeugsystemtechnik  
Karlsruher Institut für Technologie  
Rintheimer Querallee 2  
Gebäude 70.04  
76131 Karlsruhe  
E-Mail: tristan.reich@kit.edu

## **Abstract**

Im Rahmen des von der AiF geförderten Gemeinschaftsforschungsvorhabens mit dem Titel „Antriebsstrang mit Energierückgewinnung: Entwicklungsmethodik und Betriebsstrategien für mobile Arbeitsmaschinen“ wurde ein Teleskoplader mit einem neuartigen Hydrauliksystem als Versuchsträger ausgestattet. Im Gegensatz zu den meisten heute untersuchten Hybridfahrzeugen kann mit diesem Demonstrator sowohl aus der Arbeitshydraulik als auch aus dem Fahrantrieb Energie zurück gewonnen und gespeichert werden.

Zur Beurteilung der Leistungsfähigkeit sowie des Einsparpotentials des modifizierten Teleskopladers wurde ein Direktvergleich mit einer typgleichen Standardmaschine durchgeführt. Des Weiteren wurden die tatsächlich erreichten Einsparungen mit den Ergebnissen einer Potentialabschätzung verglichen. Hierzu wurde der Teleskoplader auf dem Rollenprüfstand des Lehrstuhls für Mobile Arbeitsmaschinen vermessen. Die Messauswertung zeigt, dass vor allem durch die Entlastung der Speise- und Lüfterpumpe eine erhebliche Effizienzsteigerung durch das Hybridsystem erreicht werden kann.

**Schlüsselwörter:** Teleskoplader, hybrid, Rekuperation, Rollenprüfstand

# 1 Einleitung

Hybride Antriebsstränge finden in den letzten Jahren auch bei Mobilien Arbeitsmaschinen zunehmend Anwendung. Treiber dieser Entwicklung sind die Steigerung der Energieeffizienz oder die Reduktion von Emissionen. In den meisten entwickelten Anwendungsfällen beschränkt sich die Hybridisierung jedoch ausschließlich auf den Fahrtriebsstrang oder den Arbeitsantrieb.

Im Rahmen des industriellen Gemeinschaftsforschungsprojekts „Antriebsstrang mit Energierückgewinnung: Entwicklungsmethodik und Betriebsstrategien für mobile Arbeitsmaschinen“ [1] wurde ein rekuperationsfähiges Gesamthydrauliksystem für einen Teleskoplader erarbeitet und umgesetzt. Anhand dieses konkreten Beispiels wurde in dem Forschungsvorhaben eine Methodik erarbeitet, die den Entwicklungsprozess von rekuperationsfähigen Gesamtarchitekturen beschreibt und unterstützt [2]. Das Projekt wurde in Zusammenarbeit des Instituts für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge der TU Braunschweig und dem Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen am Karlsruher Institut für Technologie durchgeführt.

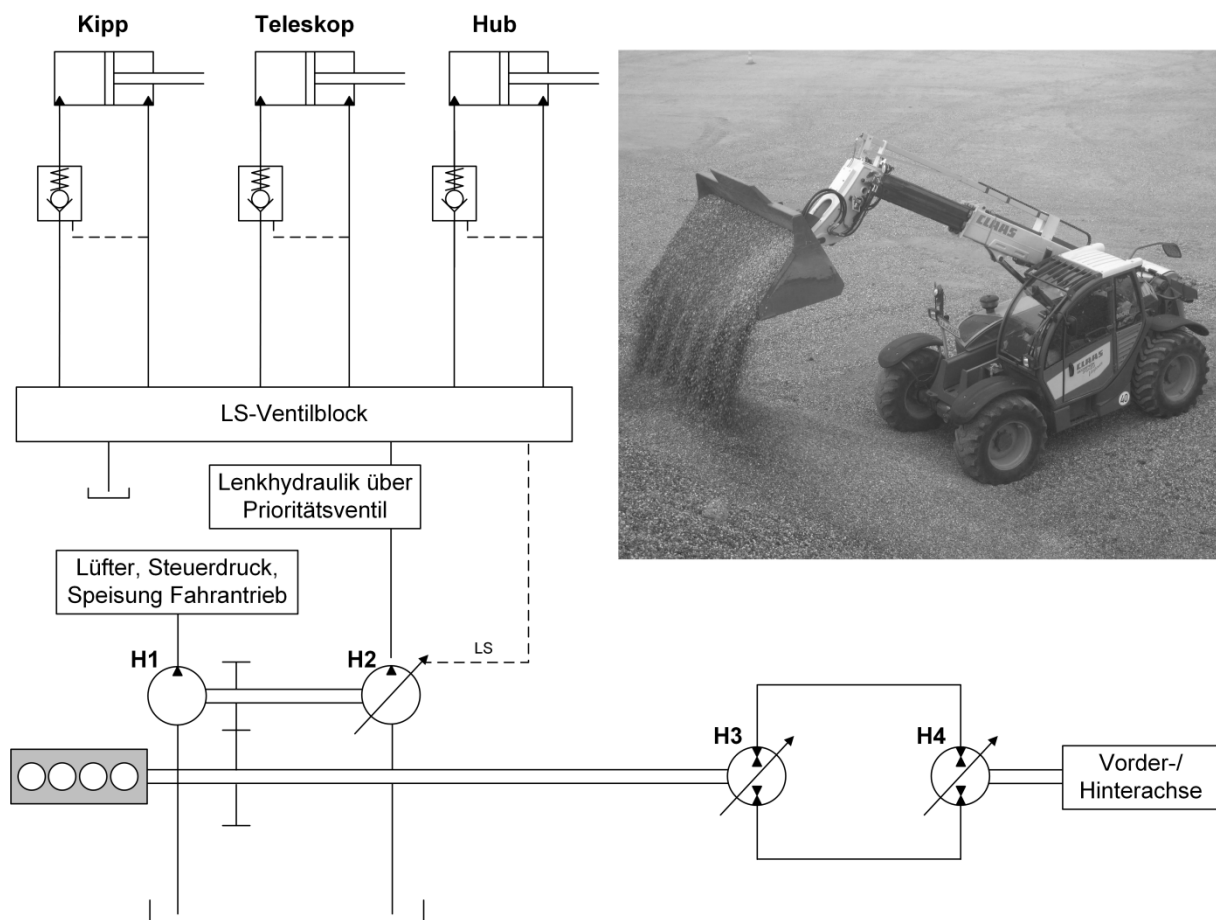
Im Folgenden wird zunächst das Versuchsfahrzeug im ursprünglichen Zustand sowie mit hybrider Antriebsstrangarchitektur beschrieben. Für einen Vergleich der beiden Fahrzeugkonfigurationen wird ein Arbeitszyklus definiert. Für diesen Arbeitszyklus wird zunächst das theoretisch erzielbare Einsparpotential ermittelt und schließlich mit der tatsächlich im Fahrzeug erreichten Effizienzsteigerung verglichen. Um schwankende Rahmenbedingungen und Witterungseinflüsse auszuschließen wurden diese Vergleichsversuche auf dem Akustik-Allradrollenprüfstand des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik durchgeführt. Die hier durchgeführten Messungen zeigen reproduzierbar das Einsparpotenzial des rekuperationsfähigen Gesamthydrauliksystems im gewählten Vergleichszyklus.

## 2 Versuchsfahrzeug

Zu Beginn des Projektes „Antriebsstrang mit Energierückgewinnung: Entwicklungsmethodik und Betriebsstrategien für mobile Arbeitsmaschinen“ wurden die fahrzeugtypischen Leistungsspiele verschiedener mobiler Arbeitsmaschinen hinsichtlich ihrer rekuperierbaren Energien in Fahr- und Arbeitsantrieb untersucht. Für ein rekuperationsfähiges Gesamthydrauliksystem ist es günstig, wenn beide Antriebsstränge rekuperierbare Energien aufweisen und darüber hinaus eine direkte Nutzung der zurückgewonnenen Energie möglich

ist. Neben Radlader, Bagger, Reachstacker und Gabelstapler zeigte sich hierbei der Teleskoplader als besonders geeignetes Fahrzeug.

Aus diesem Grund wurde der am Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen verfügbare Teleskoplader Claas Scorpion 7040 zu einem Gesamthybridfahrzeug umgerüstet. Ursprünglich ist dieses Fahrzeug, wie in Bild 2.1 dargestellt mit 3 getrennten Hydraulikkreisläufen ausgestattet. Eine Konstantpumpe (H1) treibt den Lüfter an und versorgt diverse Aktuatoren mit Steuerdruck. Zudem dient diese der Einspeisung des hydrostatischen Fahrtriebs, dessen Verstellpumpe (H3) und –motor (H4) automotiv von der Fahrzeugsteuerung verschwenkt werden. Beim Arbeitshydrauliksystem (H2) handelt es sich um ein konventionelles hydraulisch-mechanisches CC-LS-System mit nachgeschalteten Druckwaagen, welches im Wesentlichen die Differentialzylinder der Hub-, Kipp- und Teleskopierfunktion versorgt. In dieser Konfiguration ist das System nicht rekuperationsfähig [2]. Die allradgelenkte Maschine mit permanentem Allradantrieb wird von einem 100 kW 4 Zylinder Dieselmotor angetrieben.



**Bild 2.1: Vereinfachter Hydraulikschaltplan Serienteleskoplader**

[illegible]

Mit der Energie im Speicher kann entweder der Hydraulikmotor (H5) angetrieben und somit der Fahrantrieb beim Beschleunigen unterstützt werden oder aber über das Ventil WV3 die Saugseite der Konstantpumpe (H1) mit Druck beaufschlagt werden. Dadurch wird der Verbrennungsmotor entlastet und der Verbrauch gesenkt. Gleichzeitig bleiben dem Dieselmotor damit höhere

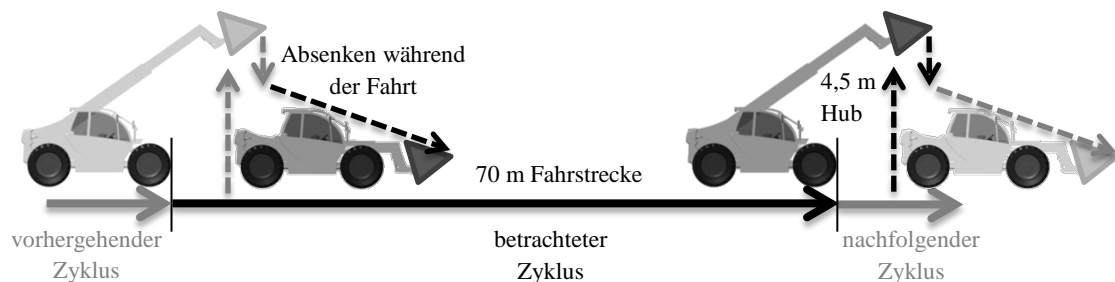


Leistungsreserven für die Arbeitshydraulik. Die Grafik oben rechts in Bild 2.2 verdeutlicht die möglichen Energieflüsse. Aus energetischer Sicht ist es am günstigsten die rekuperierte Energie möglichst direkt, ohne lange Speicherzeiten innerhalb des Systems wieder zu nutzen.

### 3 Arbeitszyklus für den Systemvergleich

Der verwendete Arbeitszyklus wurde zum Zweck der Inbetriebnahme definiert. Es treten sowohl für den Fahrtrieb als auch den Arbeitsantrieb aktive und passive Lasten auf, so dass alle in Kapitel 2 dargestellten Leistungsflüsse auch getestet werden können.

Zunächst wird eine rund 70m lange Fahrstrecke zurückgelegt. Hierzu muss das Fahrzeug zunächst beschleunigen, über circa 5 s eine Geschwindigkeit von 22 km/h halten und wieder verzögern. Im Stand wird die Schaufel auf 4,5 m angehoben und nach 5 s wieder abgesenkt. Während des Senkvorganges wird bereits der nächste Zyklus mit der Beschleunigung zum Zurücklegen der Fahrstrecke gestartet. Die Dauer eines Zyklus beträgt circa 37 s.



**Bild 3.1: Arbeitszyklus für den Systemvergleich**

Über den gesamten Zyklus ist die Ladeschaufel mit 2200 kg beladen. Dieses Gewicht führt sowohl beim Fahranteil als auch bei der Arbeitsfunktion zu einer hohen kinetischen beziehungsweise potentiellen Energie und damit auch zu einem großen Rekuperationspotenzial.

### 4 Abschätzung des Rekuperationspotenzials

Als Teilergebnis des Forschungsprojektes „Antriebsstrang mit Energierückgewinnung: Entwicklungsmethodik und Betriebsstrategien für mobile Arbeitsmaschinen" wurde eine Methode erarbeitet, mit der das technisch umsetzbare Rekuperationspotenzial schrittweise angenähert werden kann. Dabei werden ausgehend von einer allgemeinen energetischen Betrachtung die

Druckniveaus der Verbraucher berücksichtigt [2]. Im Idealfall ergibt sich bei dem zuvor erläuterten Arbeitszyklus für den Teleskoplader ein Rekuperationspotenzial von bis zu 18% [3]. Unter Berücksichtigung weiterer Verluste wie den Drosselverlusten zum Angleichen der Druckniveaus von Quellen und Senken reduzieren sich die zu erwartenden Einsparungen auf 13% [3].

## **5 Messung der Effizienzsteigerung**

Zur Ermittlung der tatsächlich erreichten Effizienzsteigerung ist die Vermessung der Gesamtmaschine erforderlich. Zu Gunsten der Reproduzierbarkeit und der Unabhängigkeit von Umwelteinflüssen wurden diese Versuche auf einem Allradrollenprüfstand durchgeführt. Somit konnte das Risiko, dass durch die Versuche die Rahmenbedingungen beeinflusst werden, weitestgehend ausgeschlossen werden. Beispiele für derartige Änderungen sind die Beeinflussung des Fahrwiderstandes durch verfestigen oder aufwühlen des Bodens bei mehrfachen Überfahrten des Versuchsgeländes. Außerdem können auf dem Rollenprüfstand die Fahrwege der Gesamtmaschine und/oder der Arbeitsausrüstung konstant gehalten werden, da sich Position und Geometrie der Be- und Endladestelle nicht wie zum Beispiel bei realen Schüttgutbewegungen ändern [4].

Um das Fahrverhalten des Teleskopladers auf dem Rollenprüfstand zu reproduzieren wurden vorab Ausrollversuche auf einem Versuchsgelände durchgeführt. Diese Ausrollversuche sind nur durch die gezielte Ansteuerung des Kurzschlussventils im hydrostatischen Fahrentrieb möglich. Bei der Lastanpassung werden diese Ausrollversuche auf dem Prüfstand wiederholt und dabei die Kraftreglung des Prüfstandes so angepasst, bis sich dasselbe Ausrollverhalten einstellt. Somit erfährt der Teleskoplader auf dem Prüfstand in Abhängigkeit von Geschwindigkeit, Beschleunigung und Steigung die gleichen Fahrwiderstände wie im Außeneinsatz. Gleichzeitig zeigt sich hier bereits die wesentlich geringere Streuung zwischen den Einzelversuchen.

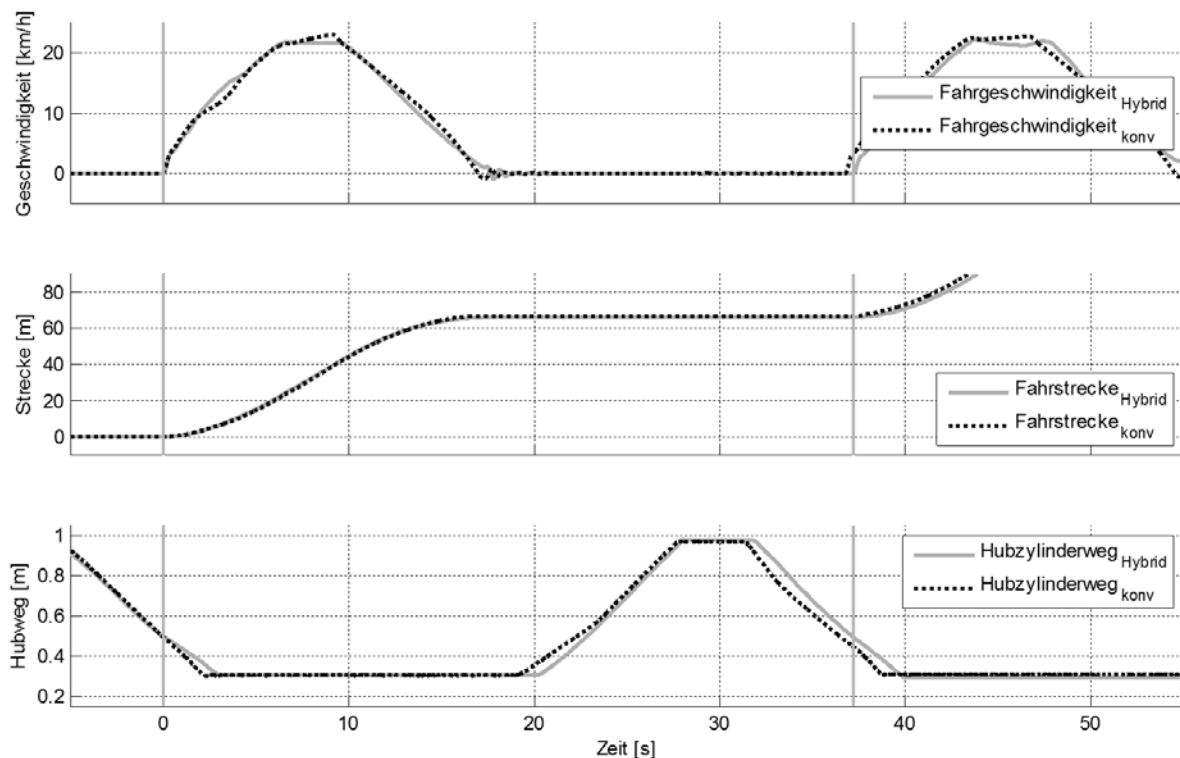
Nach diesen Vorbereitungen und Erreichen der Betriebstemperaturen können die Vergleichsmessungen begonnen werden. Zur Validierung der Systemfunktionalität wurde der in Kapitel 3 erläuterte Zyklus durchfahren. Zur Quantifizierung der erzielten Verbesserung wurden ebenso Vergleichsversuche mit deaktivierten Rekuperationsfunktionen aufgezeichnet. Die Ergebnisse dieser Versuchsreihen werden im Folgenden anhand eines Direktvergleiches zwischen

konventioneller und hybrider Maschinenkonfiguration an einem einzelnen Zyklus erläutert.

Für die Versuchsauswertung stehen 60 Messkanäle zur Verfügung, welche die radindividuellen Geschwindigkeiten und Kräfte, den Kraftstoffdurchfluss und Dichte, einige Fahrzeugtemperaturen, diverse Hydraulikdrücke und Volumenströme, Zylinderpositionen sowie Wellendrehzahlen und Momente aufzeichnen.

In Bild 5.1 wird zunächst anhand des Geschwindigkeitsverlaufs und der Bewegung des Teleskoparms, die Vergleichbarkeit der beiden ausgewählten Zyklen gezeigt. Im konventionellen und im hybriden Zyklus wird die gleiche Strecke zurückgelegt sowie eine übereinstimmende Hubhöhe erreicht. Da auch die Bewegungsverläufe nahezu identisch sind, darf davon ausgegangen werden, dass jeweils dieselbe Arbeit verrichtet wurde.

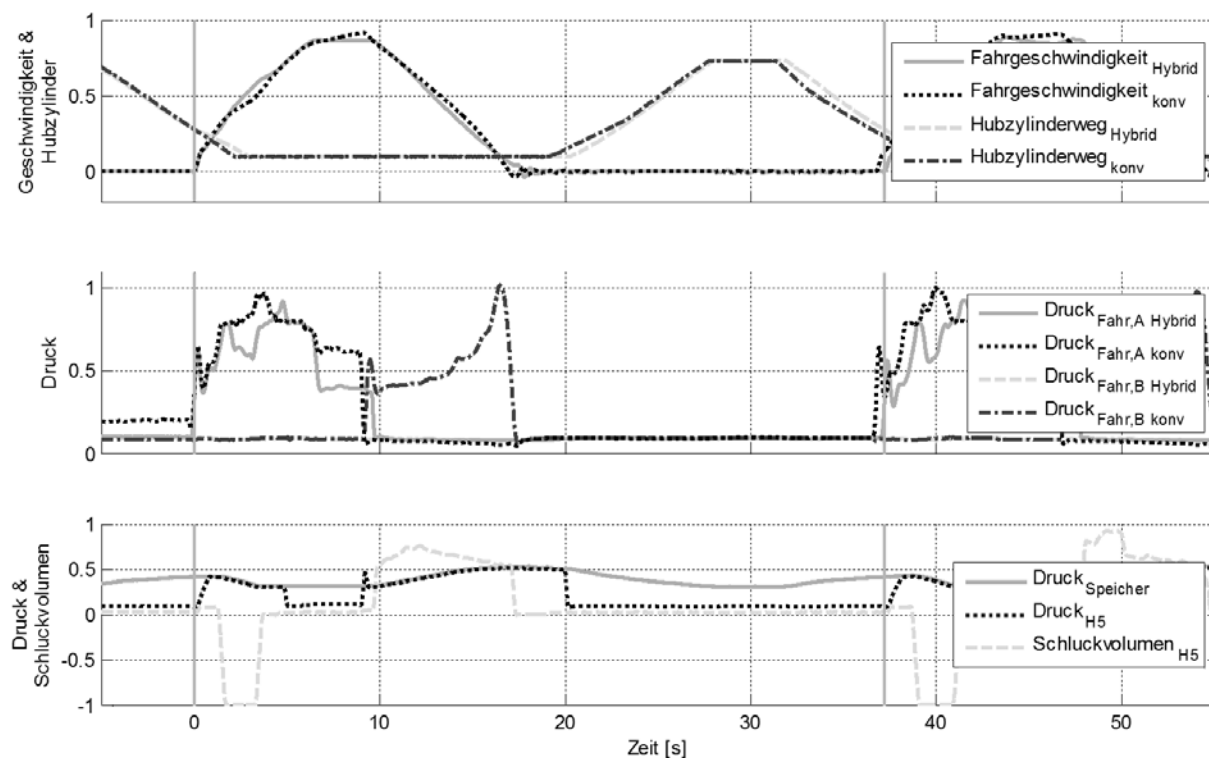
Beide betrachteten Zyklen wurden jeweils einer Messreihe entnommen, bei der die einzelnen Zyklen ohne Unterbrechung aneinandergereiht wurden. Zur Verdeutlichung ist der Start des Zyklus bei der Zeit 0s sowie das Ende bei 37,2s mit einer senkrechten Linie markiert. Um sich bei den Datenverläufen in Bild 5.2 und Bild 5.3 besser innerhalb des Zyklus zu orientieren sind hier nochmals Fahrgeschwindigkeitsverlauf und Hubzylinderweg in der jeweils oberen Grafik normiert dargestellt.



**Bild 5.1: Vergleichbarkeit von konventionellem und hybriden Zyklus**

Bei Betrachtung der Druckverläufe im Fahrtrieb ist im mittleren Diagramm in Bild 5.2 das Wirken des hybriden Fahrtriebsstrangs zu sehen. Während der Beschleunigungsphase wird die Seite A des hydrostatischen Getriebes zur Hochdruckseite. Die ersten 2s ist der Druckverlauf bei hybrider und konventioneller Maschine identisch. In dieser Zeit wird das Druckniveau der zusätzlichen Hydraulikeinheit H5 an den Speicherdruck angepasst. Nun wird diese Verstelleinheit negativ verschwenkt (Bild 5.2 unten) um mit der Energie aus dem Blasenspeicher den Fahrtrieb zu unterstützen. Der Druck im hydrostatischen Getriebe nimmt ab, zugleich kann man im Geschwindigkeitsverlauf eine geringfügig höhere Beschleunigung als mit der konventionellen Fahrzeugkonfiguration beobachten.

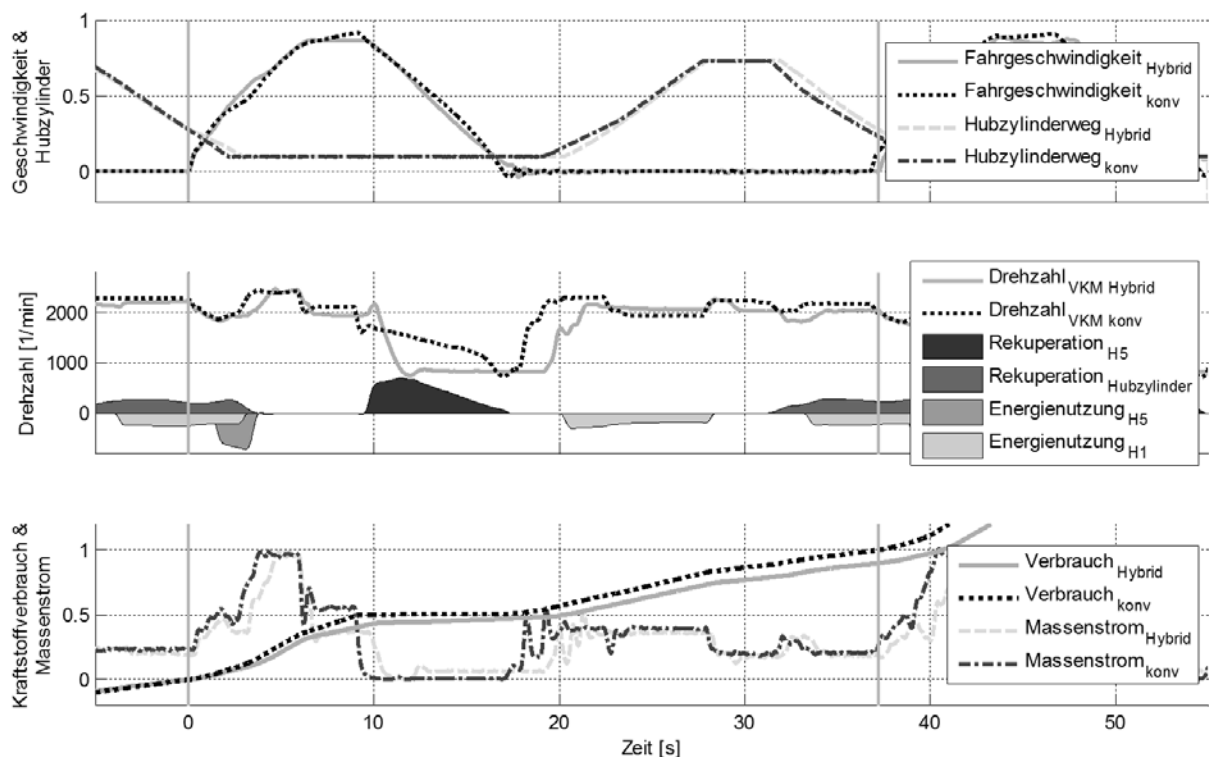
Bei der Verzögerung wechselt beim konventionellen Fahrzeug Hochdruck und Niederdruckseite, so dass sich die Räder über das hydrostatische Getriebe am Verbrennungsmotor abstützen können. Im Gegensatz dazu wird bei dem Hybrid mit dem Ventil WV6 der Fahrtrieb kurzgeschlossen, so dass beide Seiten auf Niederdruckniveau kommen. Die Pumpe H5 wird aufgeschwenkt und der Speicher gefüllt. Der Abfall des Speicherdruckes in der Zeit zwischen 20s und 28s ist mit der Energienutzung durch die Lüfterpumpe begründet. Ab 32s wird der Speicher wieder durch das Absenken des Hubarms geladen.



**Bild 5.2: Druckverläufe im Fahrtrieb und Hydraulikspeicher**

Die Flächen im mittleren Diagramm in Bild 5.3 zeigen zu welchen Zeiten Energie rekuperiert oder wieder genutzt wird. Die Größe der Flächen ist proportional zur Energiemenge. Wird gleichzeitig Energie rekuperiert und an anderer Stelle eingesetzt spricht man von einer Direktnutzung. Hier zeigt sich, dass ohne Speicher nur ein Bruchteil der Energie wieder genutzt werden könnte.

Durch die Zeitweise Entlastung des Dieselmotors ergibt sich ein anderer Drehzahlverlauf und letztendlich auch ein reduzierter Kraftstoffbedarf. Im unteren Diagramm in Bild 5.3 ist gut zu sehen in welchen Phasen des Zyklus Verbrauchsvorteile erzielt werden. In der Verzögerungsphase kommt der Motor des Hybridfahrzeuges nicht mehr in die Schubabschaltung und verbraucht deswegen in dieser Zeit etwas mehr Kraftstoff. Über den gesamten Zyklus ergibt sich für den hybridisierten Teleskoplader ein um 10% verringerter Kraftstoffverbrauch. Dieses Ergebnis deckt sich gut mit dem Resultat der Potenzialabschätzung.



**Bild 5.3: Verlauf von Motordrehzahl, Rekuperationsphasen und Verbrauch**

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Mit dem Demonstrator des Forschungsprojekts „Antriebsstrang mit Energierückgewinnung: Entwicklungsmethodik und Betriebsstrategien für mobile Arbeitsmaschinen" werden die Vorteile eines rekuperationsfähigen

Gesamthydrauliksystem gezeigt. Durch die Hybridisierung von Fahrtriebsstrang und Arbeitsantrieb werden das Rekuperationspotenzial erhöht sowie Speicherverluste reduziert, da rekuperierte Energie teilweise direkt ohne Zwischenspeicherung genutzt werden kann. Die erzielten Einsparungen konnten unter definierten Rahmenbedingungen reproduzierbar auf einem Rollenprüfstand gezeigt werden. Tests im Alltagseinsatz stehen aus. Ein Vergleich ist hier allerdings schwierig.

Im Rahmen des Projektes wurde eine Entwicklungsmethodik erarbeitet und validiert, die beim Aufbau eines Hybridfahrzeugs und der Entwicklung der Betriebsstrategie unterstützt und sich auf andere mobile Arbeitsmaschinen übertragen lässt.

## **7 Literatur**

- [1] Nagel, P.; Roos, L.; Geimer, M.; Lang, T.: Antriebsstrang mit Energierückgewinnung: Entwicklungsmethodik und Betriebsstrategien mobiler Arbeitsmaschinen. Informationsveranstaltung des Forschungsfonds des Fachverbandes Fluidtechnik. Frankfurt/Main: 21.06.2012
- [2] Roos, L.; Lang, T.; Nagel, P.; Geimer, M.: Untersuchung des Rekuperationspotenzials eines Mehrverbrauchersystems anhand des Einsatzprofils eines Teleskopladers. 7. Kolloquium Mobilhydraulik. Karlsruhe: 27./28.09.2012
- [3] Geimer, M.; Frerichs, L.: Schlussbericht zu dem IGF-Vorhaben 16770: Antriebsstrang mit Energierückgewinnung: Entwicklungsmethodik und Betriebsstrategien für mobile Arbeitsmaschinen
- [4] Reich, T.; Geimer, M.: Vergleichszyklen für Mobile Arbeitsmaschinen auf dem Rollenprüfstand. 43. VDBUM Seminar. Kassel: 19.-22.02.2014

# **Ein System zur Detektierung von hydraulischen Verlustleistungen in mobilen Arbeitsmaschinen**

Dipl.-Ing. **B. Greye**, B. Eng. **F. Meyer**, Prof. Dr.-Ing. **A. Ligocki**

Günter Till Präzisionsmechanik GmbH & Co. KG  
Schwalbenbreite 4  
38350 Helmstedt  
E-Mail: [b.greye@till-hydraulik.de](mailto:b.greye@till-hydraulik.de)

Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften  
Institut für Konstruktion und angewandten Maschinenbau  
Salzdahlumer Straße 46/48  
38302 Wolfenbüttel  
E-Mail: [florian.meyer@ostfalia.de](mailto:florian.meyer@ostfalia.de)  
[a.ligocki@ostfalia.de](mailto:a.ligocki@ostfalia.de)

## **Abstract**

In these days, economical issues e.g. fuel saving, energy efficiency and emission reductions are very important points in the machine development. These aspects can be optimized by using intelligent load-sensing systems in combination with variable pumps. In case of constant pumps, it is difficult for the operator to choose the right engine running speed. The focus of this presented public supported project lies on the development of a system that displays information about the actual machine parameters which allows the operator to work in a more efficient way.

## **Schlüsselwörter:**

Drehzahlanpassung, Konstantpumpe, Kraftstoffeinsparung, Load-Sensing, optimierte Druckwaage, Verlustleistungsanzeige, Verlustleistung reduzieren

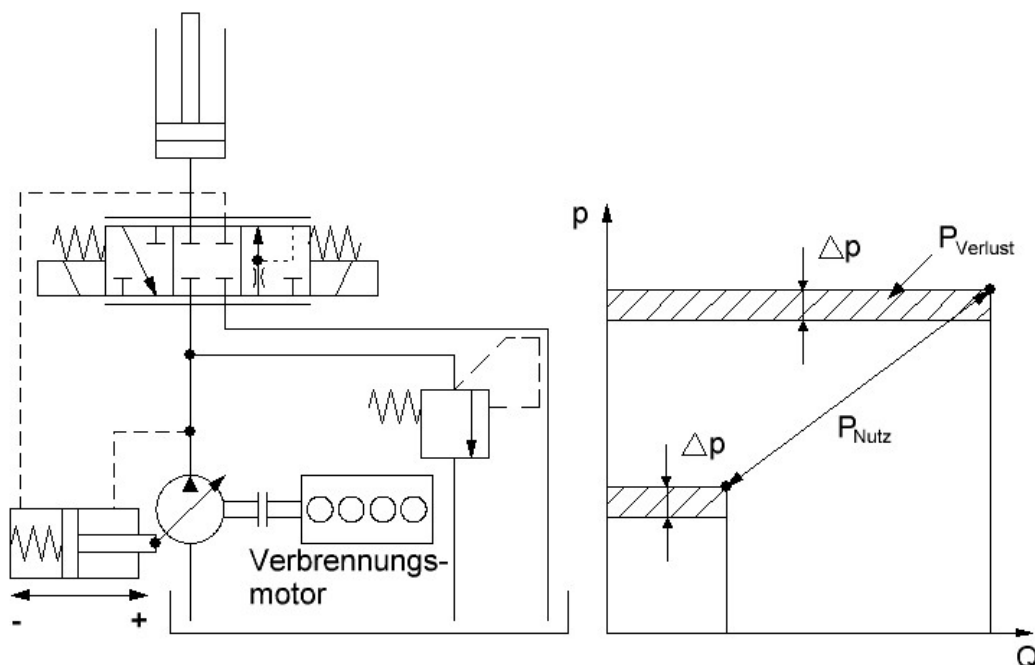
# 1 Zusammenfassung

Ab Werk besteht insbesondere bei kleineren bis mittleren Arbeitsmaschinen aus den Bereichen, Bau, Kommune oder Landwirtschaft bis ca. 80 kW Leistung ein hydraulisches Optimierungspotenzial. Dies gilt insbesondere bei Maschinen, welche in Spezialkulturen, wie z. B. im Bereich des Obst- und Weinanbaus, in der Hopfentechnik und im Kommunalbereich eingesetzt werden. Maschinen dieses Typs werden in der Regel mit Unterstützung der Hersteller, durch versierte Fachwerkstätten im Bereich der Hydraulik mit Zusatzsystemen nachgerüstet, um den gewünschten Anforderungen gerecht zu werden. Da die Nachrüstsysteme die bestehenden Hydrauliksysteme meist nur ergänzen, sie aber aus unterschiedlichsten Gründen nicht vollständig ersetzen können, sind die Kombinationen je nach Arbeitsaufgabe nicht in allen Betriebspunkten optimal aufeinander abstimmbare. Statt wie bei größeren Maschinen sonst üblicher Load-Sensing-Systeme mit Verstellpumpen, kommen häufig auch Konstantpumpen-Load-Sensing-Systeme oder konventionelle Drosselsteuerungen mit einer einfachen Umlaufdruckwaage zum Einsatz. Hierdurch entstehen, insbesondere im Teillastbereich, Verluste in Form von Wärme und erhöhtem Kraftstoffverbrauch. Diese Verluste wären zu einem großen Teil vermeidbar, wenn der Fahrer hierüber entsprechende Informationen während des Betriebs erhalten würde. So könnte ihm die Möglichkeit gegeben werden, die Maschinenbetriebsparameter (z. B. Motordrehzahl und u. U. Fahrgetriebeübersetzung) der Maschine so zu beeinflussen, dass er das Gesamtsystem bei konstanter Arbeitsleistung aus energetischer Sicht effektiver betreiben kann. Er könnte in einem gewissen Rahmen eine variable Verdrängereinheit über die Motordrehzahl „simulieren“ und so der Verlustleistung entgegenwirken.



## 2 Load-Sensing-System mit Verstell- und Konstantpumpe

**Bild 1** zeigt eine stark vereinfachte Darstellung eines Load-Sensing-Systems (LS-System) mit Verstellpumpe. Dargestellt ist lediglich ein einzelner Verbraucher im System. Individualdruckwaagen, Lasthaltefunktionen sowie der pumpenseitige Förderstromregler und die Druckabschneidung wurden in dieser Abbildung zu Gunsten der Übersichtlichkeit vernachlässigt. Das System wird mit einem Verbrennungsmotor betrieben, welcher die Verstellpumpe direkt antreibt. Zwischen Pumpe und Verbraucher befindet sich eine verstellbare Messblende zur Veränderung des Nutzvolumenstroms  $Q_{\text{Nutz}}$ . Die Verstellpumpe wird über eine Verstelleinheit entsprechend des im System geforderten Volumenstroms gegen die Federkraft im Stellzylinder verschwenkt. Hierdurch kann in Abhängigkeit von dem vom Verbraucher geforderten Systemdruck jeder beliebige Volumenstrom im System eingestellt werden. Die Verstellpumpe „folgt“ der Einstellung der Messblende am Verbraucher. Die Verlustleistung in einem solchen System ist gering. Sie reduziert sich im Idealfall auf die systembedingte Druckdifferenz zwischen Pumpen- und Verbraucherdruck, multipliziert mit dem von der Pumpe geförderten Ölvolumenstrom. **Bild 1** zeigt dieses auch nochmals anhand des Druck-Volumenstrom-Schaubildes.



**Bild 1: Konventionelles LS-System mit Verstellpumpe**

Dieser bekannte Aufbau eines Load-Sensing-Systems mit Verstellpumpe und entsprechenden Messblenden sowie vor- oder nachgeschalteten Individualdruckwaagen (in der Abbildung vernachlässigt) hat sich bewährt und findet heute bekanntermaßen in vielen mobilen Arbeitsmaschinen seinen Einsatz.

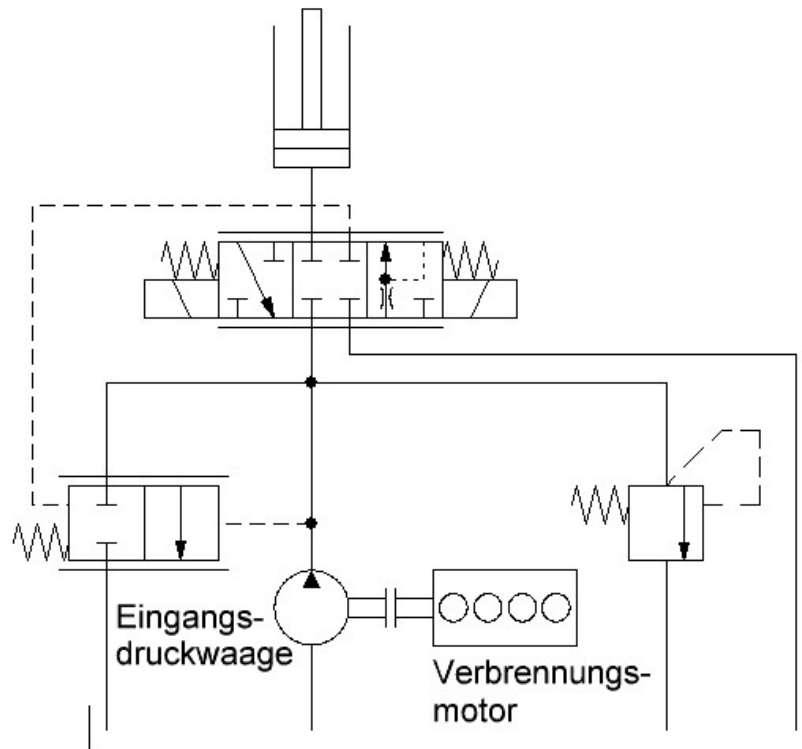
Gerade in kleineren und mittelgroßen aktuellen mobilen Arbeitsmaschinen werden jedoch werkseitig auch eine oder mehrere Konstantpumpen (manchmal mit Summierungsschaltung und einem Fördervolumenstrom von mehr als 100 l/min) als Hauptversorgungseinheit der Hydraulik eingesetzt. Aus der Praxis heraus ist bekannt, dass aber auch diese Maschinen, beispielsweise in der Hopfenernte (siehe **Bild 2**), in der Nachaufrüstung durch spezialisierte Fachwerkstätten mit aufwändigen Load-Sensing Ventilblöcken ergänzt werden.



**Bild 2: Hopfenschlepper in Erntekonfiguration**

CAN-Bus gesteuerte elektroproportionale Einheiten, Displays und Abfolgesteuerungen mit Teach-in-Funktionen sind darüber hinaus keine Seltenheit, um die „hochgezüchteten“ Spezialmaschinen effizient einsetzen zu können. Aus Platzgründen verbleibt jedoch oftmals die Konstantpumpe in der Basismaschine und wird dann mit einer umfangreichen Load-Sensing-

Ventileinheit kombiniert. Hierbei entsteht in vereinfachter Form der mittels **Bild 3** verdeutlichte Aufbau.



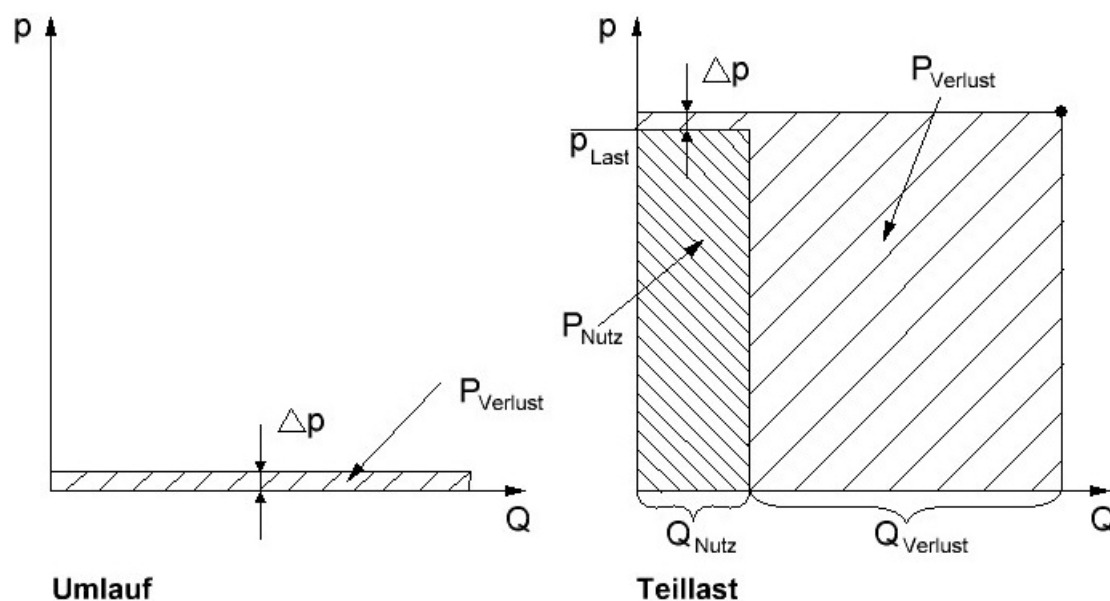
**Bild 3: Vereinfachter Aufbau eines Konstantpumpen-Load-Sensing-Systems mit Eingangsdruckwaage**

Auch hier ist wieder nur ein einzelner Verbraucher im System dargestellt. Die Individualdruckwaagen, die bei mehreren parallel betriebenen Verbrauchern zum Einsatz kommen, wurden vernachlässigt. Die Pumpe – in diesem Fall eine Konstantpumpe – wird auch hier wieder vom Verbrennungsmotor betrieben. Das geförderte Ölvolumen ist somit direkt abhängig von der Motordrehzahl und dem Verdrängervolumen. Zwischen Pumpe und Verbraucher befindet sich erneut eine verstellbare Messblende zur Veränderung des Nutzvolumenstroms  $Q_{\text{Nutz}}$ . Statt der Verstellpumpe kommt nun eine Eingangsdruckwaage zum Einsatz, welche dafür sorgt, dass der Pumpendruck, ähnlich wie auch bei Verwendung einer Verstellpumpe, stets um ein  $\Delta p$  über dem höchsten Verbraucherdruck liegt. Im Umlauf (Messblende geschlossen, Lastdruck null) erzeugt das System lediglich einen geringen Stand-by-Druck, wobei der von der Pumpe erzeugte Fördervolumenstrom über die Eingangsdruckwaage energetisch günstig zum Tank abfließen kann. Meist sind diese Systeme im Umlauf – abgesehen von den Planschverlusten – nicht schlechter, als LS-Systeme mit Verstelleinheiten.

Wird nun ein Verbraucher betätigt, also ein Nutzvolumenstrom  $Q_{\text{Nutz}}$  durch Veränderung der Messblende gefordert, so schließt die Eingangsdruckwaage anteilig, um den im System geforderten Druck mit dem entsprechenden Volumenstrom bedienen zu können. Im Idealfall wird der gesamte von der Hydraulikpumpe geförderte Volumenstrom auf die unterschiedlichen Verbraucher aufgeteilt. Im System herrscht bei einem LS-System der höchste Verbraucherdruck zuzüglich des allgegenwärtigen Stand-by-Drucks. Die Eingangsdruckwaage wäre in einem solchen Fall geschlossen, die Leistungsbilanz sogar besser, als bei einer Verstellpumpe, da der Stand-by-Druck ( $\Delta p$ ) bei einem Konstantpumpen-LS-System meist geringer ausfallen kann.

Absolut kritisch wird ein solches System energetisch betrachtet im Teillastbetrieb, insbesondere dann, wenn nur ein geringer Nutzvolumenstrom  $Q_{\text{Nutz}}$  bei einem hohen Lastdruck  $p_{\text{Last}}$  abgerufen wird. In einem solchen Fall geht die nicht genutzte Menge  $Q_{\text{Verlust}}$  bei dem (höchsten (!)) anliegenden Verbraucherdruck  $p_{\text{Last}}$  über die Eingangsdruckwaage als Verlustleistung  $P_{\text{Verlust}}$  zum Tank. Je nach Betriebsart und –punkt der Arbeitsmaschine kann diese Verlustleistung bei bestimmten Arbeitsschritten mehr als 90 % der hydraulischen Gesamtleistung betragen und somit, entsprechend der Maschinenleistung, Werte von weit mehr als 30 kW annehmen. 30 kW, welche rückgekühlt werden müssen und sich darüber hinaus auch 1:1 im Kraftstoffverbrauch bemerkbar machen.

**Bild 4** zeigt nochmals die Zusammenhänge zwischen den Leistungszuständen.



**Bild 4:** LS-System mit Konstantpumpe in unterschiedlichen Betriebspunkten

Aber muss diese Verlustleistung wirklich sein?

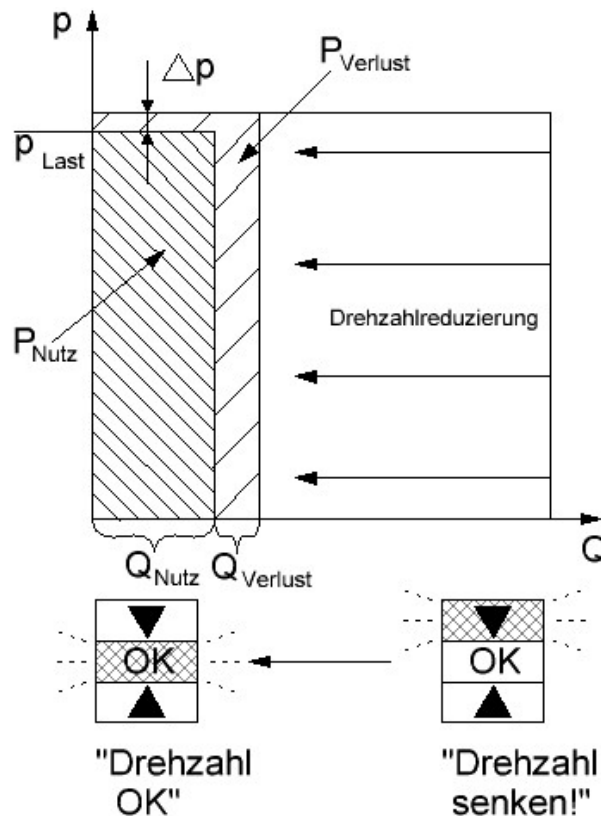
### 3 Ansätze der Verlustleistungsanzeige

Viele Maschinenbediener haben auch heute noch Angst vor einer hydraulischen Unterversorgung.

Insbesondere bei der den Messblenden vorgeschalteten Individualdruckwaagen (Primär-Druckwaagensystem) kommt es bei Unterversorgung des Systems (Pumpe arbeitet an der Sättigungsgrenze) zur Geschwindigkeitsreduktion des höchstbelasteten Verbrauchers. Folglich kann es bei aufeinander abgestimmten Arbeitsprozessen in der Maschine zu Gutflussstörungen kommen. Die Beseitigung der Störungen erfordert einen Stillstand der Maschine. Sie kostet überdies Zeit, Geduld und unbeliebte Zusatzarbeit. Aber wie weit bin ich als Maschinenbediener von diesem „gefährlichen“ Grenzpunkt der Unterversorgung entfernt? Also lieber etwas mehr „Gas geben“, um dieses Problem von vornherein zu umgehen.

Welcher Bediener weiß überdies, dass er hydraulische Verlustleistung produziert? Aus der Praxis wird – wenn überhaupt – nur die Erwärmung des Öls beklagt, einhergehend mit dem Wunsch nach einem größeren Kühler, der gern von den Werkstätten quittiert wird.

Wüsste der Bediener über den Grad seiner Leistungsverluste, so wäre ihm wenigstens in einem ersten Schritt die Möglichkeit gegeben, diesen Verlusten entgegenzuwirken. Mit Hilfe einer Drehzahlreduktion (**Bild 5**) könnte er auch die Hydraulikpumpendrehzahl reduzieren und so vereinfacht eine Verstellpumpe „simulieren“.



**Bild 5: Einfluss einer Drehzahlreduktion auf die Verlustleistung**

Ggf. müsste er die Getriebeübersetzung seines Fahrgetriebes anpassen, um die Vorfahrtgeschwindigkeit zu korrigieren. Bei modernen leistungsverzweigten Getrieben, die zunehmend auch bei leistungsschwächeren Maschinen zum Einsatz kommen, wäre dieses ein Leichtes. Bei gestuften Getrieben muss der Fahrer entscheiden, wie er mit der Erkenntnis der Verlustleistung umgehen möchte. Gang, bzw. Lastschaltstufe wechseln, Fahrgeschwindigkeit verringern, bzw. erhöhen oder Verlustleistung hinnehmen?

Analog zu einer Schaltpunktanzeige im Pkw (**Bild 6**), bei welcher der Fahrer ebenfalls die Wahl zwischen einem Gangwechsel oder Geschwindigkeitsreduktion hat, bietet sich mit einer Verlustleistungsanzeige auch für den Maschinenbediener einer mobilen Arbeitsmaschine eine ähnliche Situation.



#### Schaltpunktanzeige

Alle BMW mit manueller Schaltung verfügen über eine Schaltpunktanzeige. Im unmittelbaren Blickfeld des Fahrers zeigt sie den zur aktuellen Fahrsituation passenden, verbrauchsgünstigen Gang an.

**Bild 6: Beispiel einer Schaltpunktanzeige aus dem Pkw-Bereich (Quelle: BMW)**

## 4 Möglichkeiten zur Erfassung von Verlustleistungen

Um eine Verlustleistung zu erfassen, gibt es einige Möglichkeiten. Darunter fallen beispielsweise:

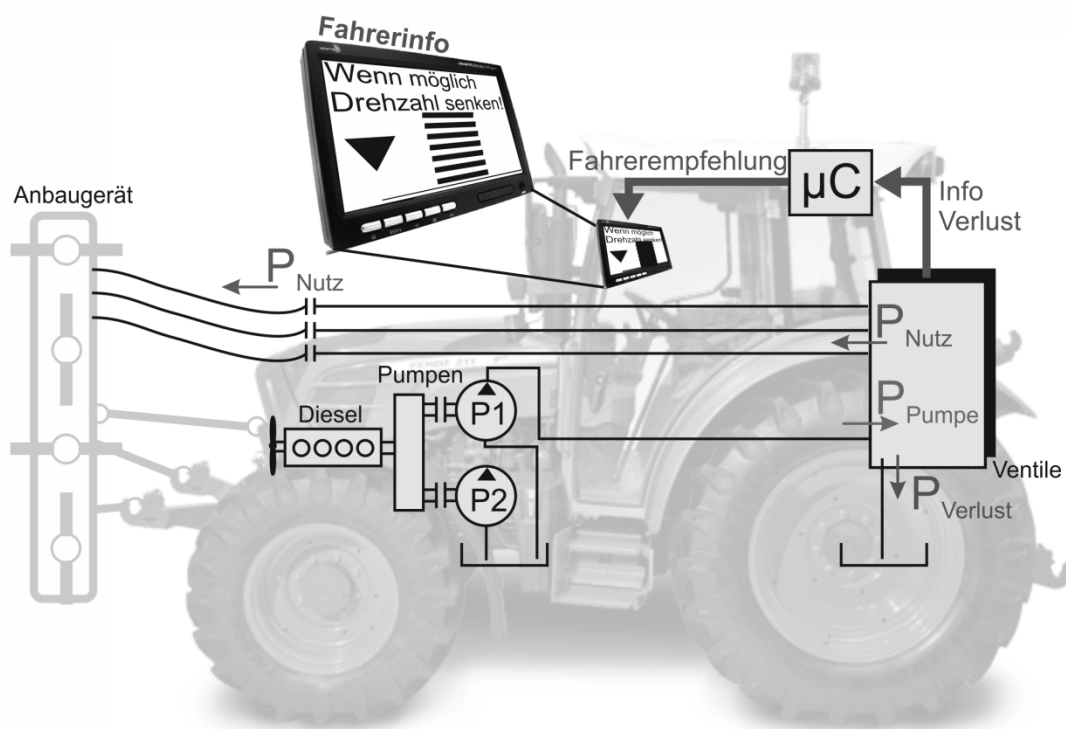
- die Erfassung des Verlustvolumenstroms mit Volumenstromsensoren,
- das Messen der Leistung, die der Ölkühler aufbringen muss,
- die Hoch-/ Berechnung, bzw. Abschätzung der Ventilstellung der Verbraucher in Bezug auf die momentane Verbrennungsmotordrehzahl,
- die Ermittlung der Verlustleistung über Erfassung der Eingangsdruckwaagenposition und des Systemdrucks.

Eingangsdruckwaagen werden üblicherweise als Schieberventile ausgeführt, deren Betriebspunktposition durch die Größen Lastdruck, Federkraft und Öltemperatur bestimmt werden. In Voruntersuchungen konnte analysiert werden, dass für eine qualitative Verlustleistungsauskunft mit Maschinenbedienerempfehlung die Öltemperatur in weiten Bereichen vernachlässigbar ist.

Im Rahmen eines öffentlich geförderten Forschungs- und Entwicklungsprojekts soll daher „nur“ die Bewegung, bzw. Position der Eingangsdruckwaage in Kombination mit dem Pumpendruck als Sensorik für die Verlustleistung genutzt werden, um den Maschinenbediener auf die momentane hydraulische Verlustleistung aufmerksam zu machen und ihm so die Möglichkeit zu geben, auf diese zu reagieren.

Über den Weg der Eingangsdruckwaage kann durch Hinterlegung der Schiebergeometrie mit seinen Feinsteuerkerben eine Aussage über den

Öffnungsquerschnitt getroffen werden. In Kombination mit dem Druckgefälle über die Druckwaage (Pumpendruck zu Tankdruck) und der Drosselgleichung kann die momentan über die Eingangsdruckwaage abströmende (Verlust-)Leistung berechnet werden. Durch Aufbereitung der Informationen kann dem Fahrer dann auf eine möglichst simple und unmissverständliche Art und Weise angezeigt werden, dass die Motordrehzahl „aus Sicht der Hydraulik“ ohne Bedenken gesenkt werden kann, ohne in die Gefahr der Unterversorgung zu laufen (**Bild 7**). Entsprechend ist natürlich auch ein inverses Szenario denkbar, bei dem der Fahrer vor einer bevorstehenden und gefürchteten Unterversorgung gewarnt und um Erhöhung der Verbrennungsmotordrehzahl gebeten wird.



**Bild 7: Verlustleistungsanzeige in der Umsetzung**

Herausforderung des zu entwickelnden Systems ist, die Position des Schiebers und den Systemdruck mit Hilfe einer kostengünstigen und hinreichend genauen Sensorik zu erfassen, diese aufzubereiten und die Signalausgabe dem



Maschinenbediener mit Hilfe einer kleinen Anzeigeeinheit zu übermitteln. Das System soll überdies möglichst flexibel einsetzbar sein und ggf. sogar als Nachrüstlösung in bereits bestehende Systeme integriert werden können.

Während der Entwicklungsphase kommt ein Load-Sensing Baukastensystem der Fa. Günter Till GmbH & Co. KG zum Einsatz. Die Sensorik wird hydraulisch in das bestehende Druckwaagensystem implementiert. Mittels Matlab/ Simulink und einem autarken dSpace-System erfolgt die Entwicklung der entsprechenden Intelligenz. Durch Aufbau der Einheit auf einem mobilen Geräteträger der Hochschule Ostfalia, kann die Funktion unter realen Bedingungen und unterschiedlichsten Betriebsbedingungen getestet werden.



**Bild 8: Mobiler Geräteträger der Ostfalia Wolfenbüttel**

Nach erfolgter Verifizierung wird die Verlustleistungsanzeige auf ein eigenständiges Microcontroller basiertes System übertragen. Dies stellt ein kleines autonomes, vergleichsweise kostengünstiges und nachrüstbares Rechnersystem dar.

Durch den Einsatz des Systems ist je nach Anwendungsgebiet, eine Kraftstoffreduktion von 10-15 % als realistisch anzusehen.

## 5 Ausblick

Für die Zukunft ist angedacht, dass Verlustleistungserfassungssystem weiter auszubauen. Bereits als „Traktormanagement“ bekannt, ist die Kommunikation und Abstimmung zwischen dem Motor- und dem Getriebesteuergerät eines Traktors, um die Maschine beispielsweise stets im optimalen Betriebsbereich zu bewegen. Denkbar wäre es, die Verlustleistungserfassung, bzw. den hydraulischen Betriebsbereich auch in die Kommunikation einzubinden und so auch die Hydraulik aktiv an der Findung des optimalen Betriebspunktes teilnehmen zu lassen.

Der manuelle Eingriff des Fahrers wäre dann hinfällig und die Hydraulik wäre mit in die Gesamtkommunikation des Fahrzeuges eingebunden.

Weitere Informationen zum Projekt sind unter [www.ostfalia.de/ikam](http://www.ostfalia.de/ikam) erhältlich.

Das Projekt wird gefördert durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi).

# **Hydrospeicher mit schaumgefüllter Blase – Potenziale hinsichtlich Energiekapazität und Wirkungsgrad**

Dipl.-Ing. **D. Feld**, Dipl.-Ing. **M. Keßler**, Dr.-Ing. **F. Bauer**

HYDAC International GmbH  
Industriegebiet  
66280 Sulzbach/Saar  
E-Mail: daniel.feld@hydac.com  
m.kessler@hydac.com  
frank.bauer@hydac.com

## **Abstract**

Hydrospeicher stellen die Schlüsselkomponente von hydraulischen Hybridsystemen dar. Energiekapazität und Wirkungsgrad der hydropneumatischen Energiespeicher sind dabei von zentraler Bedeutung. Hydrospeicher mit schaumgefüllter Blase bieten diesbzgl. enorme energetische Vorteile, die von den jeweiligen Betriebszyklen abhängig sind. Diese Vorteile werden mit Hilfe von Simulationsmodellen vor einem applikationsbezogenen Hintergrund quantifiziert. Die Simulationsergebnisse hinsichtlich eines repräsentativen Bagger-Zyklus zeigen, dass Schaum-Speicher, verglichen mit Standard-Speichern, ca. 18 % mehr Energie bei den Entladevorgängen abgeben können. Bei dem untersuchten Stadtbus-Zyklus beträgt die entsprechende Steigerung der Entladeenergie ca. 30 %. Durch die Hydrospeicher mit schaumgefüllter Blase kann der gasseitige Wirkungsgrad in diesem Fall von ca. 91 % beim Standard-Speicher auf nahezu 100 % erhöht werden.

**Schlüsselwörter:** Hydrospeicher, schaumgefüllte Blase, Energiekapazität, Wirkungsgrad

# 1 Einleitung

Im Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen und der Nutzfahrzeuge ist in den letzten Jahren ein zunehmender Trend in Richtung Hybridisierung zu beobachten. Wie auch im Automobilbereich resultiert die Motivation hierzu unter anderem aus gesetzlichen Vorgaben hinsichtlich des Ausstoßes von Abgas-Schadstoffen, dem Wunsch nach möglichst niedrigen Gesamtbetriebskosten bzw. Kraftstoffverbrauchswerten sowie zunehmendem Umweltbewusstsein.

Elektrische und hydraulische Hybridsysteme haben sich in Serienmaschinen und -fahrzeugen jüngst etabliert. Aufgrund diverser Vorteile fällt die Wahl oft auf die hydraulischen Lösungen. So sind hydraulische Antriebssysteme (z.B. Fahrtriebe) häufig auf den Maschinen bzw. Fahrzeugen bereits vorhanden und seit Jahrzehnten bewährter Standard. Die Maschinen- bzw. Fahrzeughersteller besitzen hinsichtlich der Hydraulik bereits oft große Erfahrung. Zudem verfügen die hydraulischen Antriebskomponenten, wie beispielsweise Axialkolbeneinheiten oder Hydrospeicher über sehr hohe Leistungsdichten. Große Vorteile der Komponenten hydraulischer Hybridantriebe liegen dabei sicherlich auch in deren hohen Servicefreundlichkeit sowie in der Tatsache, dass diese als robuste Serienkomponenten seit Jahrzehnten verfügbar sind.

Die Energiedichte und der Wirkungsgrad der Energiespeicher in Hybridsystemen stehen stets im Fokus. Die volumetrische Energiedichte ist vor allem vor dem Hintergrund von Bauraumknappheit relevant. Die gravimetrische Energiedichte soll häufig aufgrund von Limitierungen bzgl. des zulässigen Gesamtgewichts von Nutzfahrzeugen maximiert werden. Neben der Erhöhung der Energiekapazität kann in diesem Zusammenhang auch das Gewicht der Hydrospeicher durch verschiedene Leichtbaumaßnahmen reduziert werden. Entsprechende gewichtsreduzierte Hydrospeicher-Varianten sind standardmäßig von HYDAC verfügbar. Der Wirkungsgrad der Energiespeicher als Teil einer Wirkungsgradkette beeinflusst maßgeblich die Effizienz der Hybridsysteme.

Um die Energiedichte und den Wirkungsgrad der Hydrospeicher zu erhöhen, existieren verschiedene Ansätze. Bei den von HYDAC entwickelten Blasenspeichern ist die Elastomerblase mit einem offenzelligem, hochporösen, elastischen Schaum gefüllt. Diese zusätzliche Wärmekapazität auf der Gasseite ermöglicht eine signifikante Erhöhung der Energiekapazität und damit der Energiedichte der Blasenspeicher. Außerdem wird durch diese Technologie eine

enorme Steigerung des gaseitigen Wirkungsgrades auf Werte nahe 100 % erreicht.

Aufgrund thermodynamischer Gesetzmäßigkeiten sind die genannten positiven Effekte abhängig vom Lastzyklus. Neben der Länge der Zeitabschnitte für das Laden bzw. das Entladen der Blasenspeicher hat in erster Linie die Dauer der Haltephasen Einfluss auf die Energiekapazität und den gaseitigen Wirkungsgrad.

Im Folgenden wird die Technologie der Hydrospeicher mit schaumgefüllter Blase näher erläutert. Anschließend werden die Ergebnisse einer Simulationsstudie zur Ermittlung der zyklusabhängigen Vorteile hinsichtlich der Energiekapazität sowie des gaseitigen Wirkungsgrades im Vergleich zu Standard-Blasenspeichern vorgestellt. Hierfür wurden beispielhaft Lastzyklen der beiden folgenden, als hybridisiert angenommen Applikationen herangezogen:

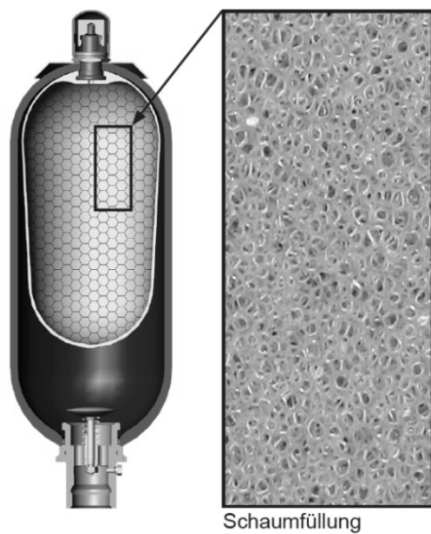
- 1.) Bagger-Zyklus
- 2.) Stadtbus-Zyklus

Um die entsprechenden Potenziale aufzuzeigen, werden damit die beiden Extreme eines hochdynamischen „Speicher-Lastzyklus“ mit sehr kurzen Haltephasen auf der einen und einer Betriebscharakteristik mit sehr ausgeprägten Haltephasen auf der anderen Seite abgedeckt.

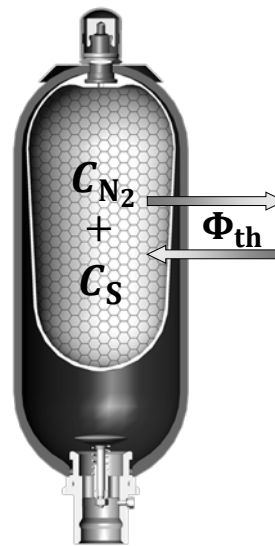
## **2 Hydrospeicher mit schaumgefüllter Blase**

Bei den Hydrospeichern mit schaumgefüllter Blase handelt es sich im Prinzip um „Standard-Blasenspeicher“, deren Elastomerblase mit einem speziellen offenzelligem, hochporösen, elastischen Schaum gefüllt sind (s. Bild 2.1). Hierbei reicht bezogen auf das Speichervolumen ein geringer Volumenanteil Schaum aus, um die oben beschriebenen Effekte hinsichtlich Energiekapazität und gaseitigen Wirkungsgrad zu erzielen. Die Menge des „Energiespeichermediums“ Stickstoff wird also nur unwesentlich reduziert.

Das Konzept der schaumgefüllten Blasen wird im Forschungsbereich schon seit einigen Jahrzehnten untersucht, so z.B. von Otis (vgl. [1]) und Rupprecht (vgl. [2]). Ein maßgebliches Problem bestand bisher in der Dauerfestigkeit der gaseitig eingebrachten Schaumstrukturen. Dieses Problem wurde von HYDAC nun gelöst.



**Bild 2.1: Schnittdarstellung eines Hydrospeichers mit schaumgefüllter Blase**



**Bild 2.2: Schematische Darstellung der Wärmeflussprozesse bei Hydrospeichern mit schaumgefüllter Blase**

Die Gründe für die Erhöhung der Energiekapazität und des gaseitigen Wirkungsgrades liegen in der zusätzlichen Wärmekapazität des Schaums  $C_S$  und dessen Isolationswirkung hinsichtlich des Wärmeaustausches mit der Umgebung. Bild 2.2 zeigt in diesem Zusammenhang die für die thermodynamischen Prozesse relevanten Größen.

Zu der Wärmekapazität des Stickstoffs  $C_{N_2}$  kommt jene des Schaums  $C_S$  hinzu. Dadurch kann bei schneller Kompression des Gases die entstehende Wärmeenergie durch das Schaummaterial aufgenommen werden, was zu einem „flacheren“ Kurvenverlauf im p-V-Diagramm verglichen mit Standard-Speichern führt (Isothermisierung). Maßgeblich für den schnellen Austausch von Wärmeenergie zwischen Speichergas und Schaum ist dabei die enorm große „Grenzoberfläche“, die durch die Schaumstruktur entsteht.

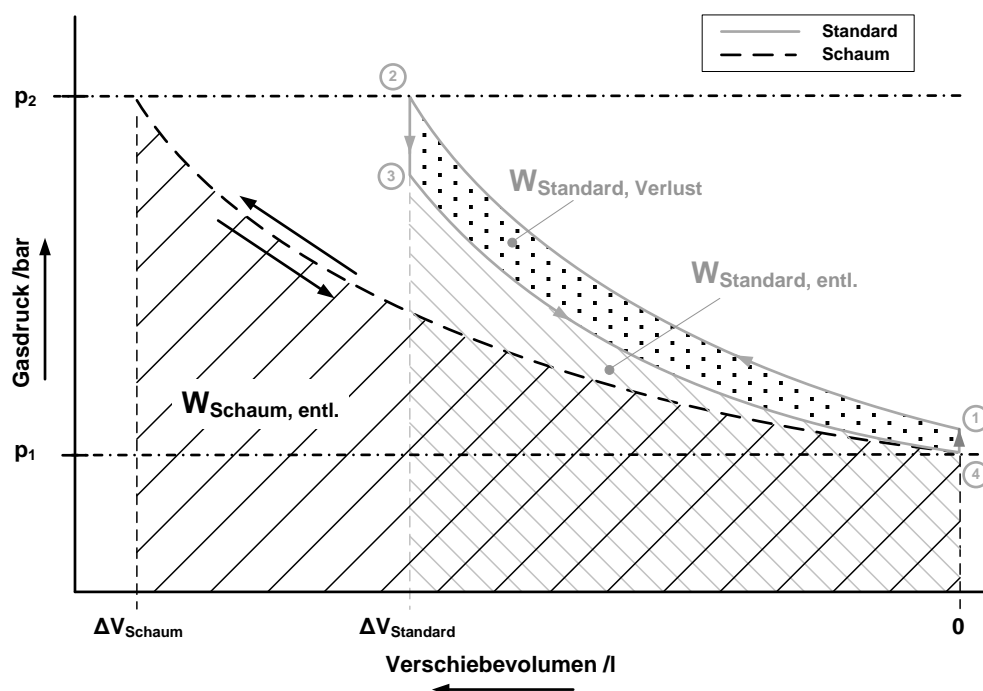
Von entscheidender Bedeutung für die energetischen Vorteile der Hydrospeicher mit schaumgefüllter Blase ist zusätzlich die Minimierung des Wärmestroms  $\Phi_{th}$ , der aus dem Temperaturgradienten zwischen dem Blaseninneren (Stickstoff und Schaummaterial) und der Umgebungsluft resultiert. In diesem Zusammenhang kommt erneut die Schaumstruktur zum Tragen, die trotz der Offenzelligkeit Konvektionsprozesse des Gases weitestgehend verhindert und somit den Wärmeaustausch mit der Umgebung hemmt.

Die energetischen Vorteile der Schaum-Speicher zeigen sich in besonderem Maße bei der druckgesteuerten Betriebsweise, die für hydraulische

Hybridsysteme charakteristisch ist. Dabei variiert der Speicherdruck zwischen dem minimalen Betriebsdruck  $p_1$  und dem maximalen Betriebsdruck  $p_2$ .

Bild 2.3 verdeutlicht die oben beschriebenen Effekte auf der Basis eines für Hybridanwendungen typischen thermodynamischen Kreisprozesses, der im Folgenden anhand eines Standard-Blasenspeichers erläutert wird. Bei einem schnellen, quasi-adiabaten Ladeprozess ( $① \rightarrow ②$ ) auf  $p_2$  wird Energie gespeichert ( $W_{\text{Standard,laden}}$ ). Aus Gründen der Übersichtlichkeit ist dieses Integral als Fläche im Diagramm nicht explizit dargestellt. Es folgt eine Haltephase ( $② \rightarrow ③$ ), in der der Ölvolumenstrom in den bzw. aus dem Hydrospeicher gleich Null ist. Das durch den Kompressionsprozess erwärmte Gas in der Speicherblase gibt Wärmeenergie an die Umgebungsluft ab, wodurch der Druck sinkt. Der Energieverlust steigt dabei mit der Dauer der Haltephase. Beim anschließenden Entladeprozess ( $③ \rightarrow ④$ ) wird Ölvolumen (quasi-adiabat) bis zum Druck  $p_1$  entnommen. Die dabei abgegebene Energie ( $W_{\text{Standard,entl.}}$ ) steht, abgesehen von äußerst geringen, vernachlässigbaren Strömungsverlusten, am Speicherventil „hydraulisch“ zur Verfügung. Während einer weiteren Haltephase ( $④ \rightarrow ①$ ) steigt der Gasdruck an, da Wärmeenergie aus der Umgebung aufgenommen wird.

Die Fläche zwischen der Lade- und der Entladekurve stellt die verlorene Wärmeenergie ( $W_{\text{Standard,Verlust}}$ ) dar und ist gleichzeitig die Differenz zwischen  $W_{\text{Standard,laden}}$  und  $W_{\text{Standard,entl.}}$ .



**Bild 2.3: Schematische Darstellung von typischen Betriebszyklen (Schaum- und Standard-Speicher) im Gasdruck-Verschiebevolumen-Diagramm**

Bild 2.3 zeigt auch den entsprechenden typischen Kurvenverlauf für Schaum-Speicher. Dieser unterscheidet sich wesentlich von dem der Standard-Speicher. So verläuft die Kurve bei den Lade- bzw. Entladeprozessen erheblich flacher (Isothermisierungseffekt, s. oben). Da der Wärmeaustausch mit der Umgebung aus den erläuterten Gründen äußerst gering ist, findet bei den typischen Hybrid-Zyklen nur ein äußerst geringer Druckabfall (vgl. ②→③ beim Standard-Speicher) statt. Aufgrund dessen hat die Entladekurve fast den gleichen Verlauf wie die Ladekurve, weshalb diese Linien in den Darstellungen in der Regel nicht unterschieden werden können. Auch der Druckanstieg nach dem Entladen (vgl. ④→① beim Standard-Speicher) ist verschwindend gering.

Für die folgenden Betrachtungen ist es von Bedeutung, den Begriff der „Energiekapazität“ zu präzisieren. Für Hybrid-Applikationen ist vor allem jene Energie entscheidend, die dem Prozess wieder zugeführt werden kann und somit effektiv nutzbar ist. Dabei handelt es sich um die Entladeenergie  $W_{\text{entl.}}$ , die bei den weiteren Untersuchungen unter anderem im Fokus stehen wird.

Daneben spielt auch der gaseitige Wirkungsgrad eine entscheidende Rolle. Er ergibt sich aus dem Quotienten:

$$\eta_{\text{Gas}} = \frac{W_{\text{entl.}}}{W_{\text{laden}}} \quad (2.1)$$

Die beschriebenen Effekte bei den Hydrospeichern mit schaumgefüllter Blase führen dazu, dass in diesen mehr Ölvolumen gespeichert werden kann.  $\Delta V_{\text{Schaum}}$  ist in der Regel erheblich größer als  $\Delta V_{\text{Standard}}$ . Zusammen mit der Tatsache, dass durch den Verlust an Wärmeenergie (②→③) beim Standard-Speicher der Entladeprozess bei einem tieferen Druck als  $p_2$  beginnt, führt dies dazu, dass  $W_{\text{Schaum,entl.}}$  größer als  $W_{\text{Standard,entl.}}$  ist. Auch bzgl. des gaseitigen Wirkungsgrads zeigt sich naturgemäß eine ähnliche Tendenz.

Bei den durchgeführten simulativen Untersuchungen wurde ein von HYDAC entwickeltes Schaum-Speicher-Modell verwendet. Das Modell basiert dabei auf dem in der Praxis bewährten ASP (Accumulator Simulation Programm) von HYDAC. Durch die Verwendung eines komplexen Realgasmodells und der präzisen Abbildung des Energieaustauschs des Speichergases mit der Umgebung werden äußerst realitätsnahe Simulationsergebnisse erzielt. Das Modell von ASP wurde nun um die durch das Schaummaterial im Blaseninneren entstehenden thermodynamischen Effekte erweitert. Das Schaum-Speicher-Modell wurde umfassend experimentell verifiziert.



### **3 Simulativer Vergleich von Hydrospeichern mit schaumgefüllter Blase und Standard-Hydrospeichern**

Ziel der folgenden Untersuchungen ist die Quantifizierung der energetischen Vorteile von Hydrospeichern mit schaumgefüllter Blase gegenüber Standard-Blasenspeichern auf der Basis praxisrelevanter Lastzyklen.

Dazu wird einerseits ein typischer Bagger-Zyklus aus [3] herangezogen, der vor dem Hintergrund einer als hydraulisch hybridisiert angenommenen Maschine als Beispiel für einen hochdynamischen Prozess mit kurzen „Speicher-Haltephasen“ dient. Andererseits sind bei der zweiten ausgewählten Applikation, dem Stadtbuss (vgl. [4]), im Gegensatz zum Bagger die Haltephasen für einen hypothetisch eingesetzten Hybrid-Hydrospeicher relativ lange. Mit den beiden ausgewählten Anwendungen wird also ein möglichst breites Spektrum bezüglich der Applikationszyklen abgedeckt.

Nachfolgend werden zunächst die Annahmen und Vereinfachungen erläutert, bevor auf die beiden Beispiel-Applikationen und die jeweiligen Simulationsergebnisse eingegangen wird.

#### **3.1 Annahmen und Vereinfachungen**

Die Topologie der jeweiligen Hybridansätze (z.B. parallel oder seriell) und damit die Einbindung der Hydrospeicher in die potenziellen Hybridsysteme ist für die vorliegenden Untersuchungen von sekundärer Natur. Entscheidend ist die Länge der Zeitabschnitte der Betriebszustände, in denen sich die hydraulischen Systeme – und damit die Hydrospeicher – in Abhängigkeit der Lastzyklen befinden. Dabei wird vereinfachend angenommen, dass die Volumenströme zum Laden bzw. Entladen der Hydrospeicher in den entsprechenden Phasen konstant sind.

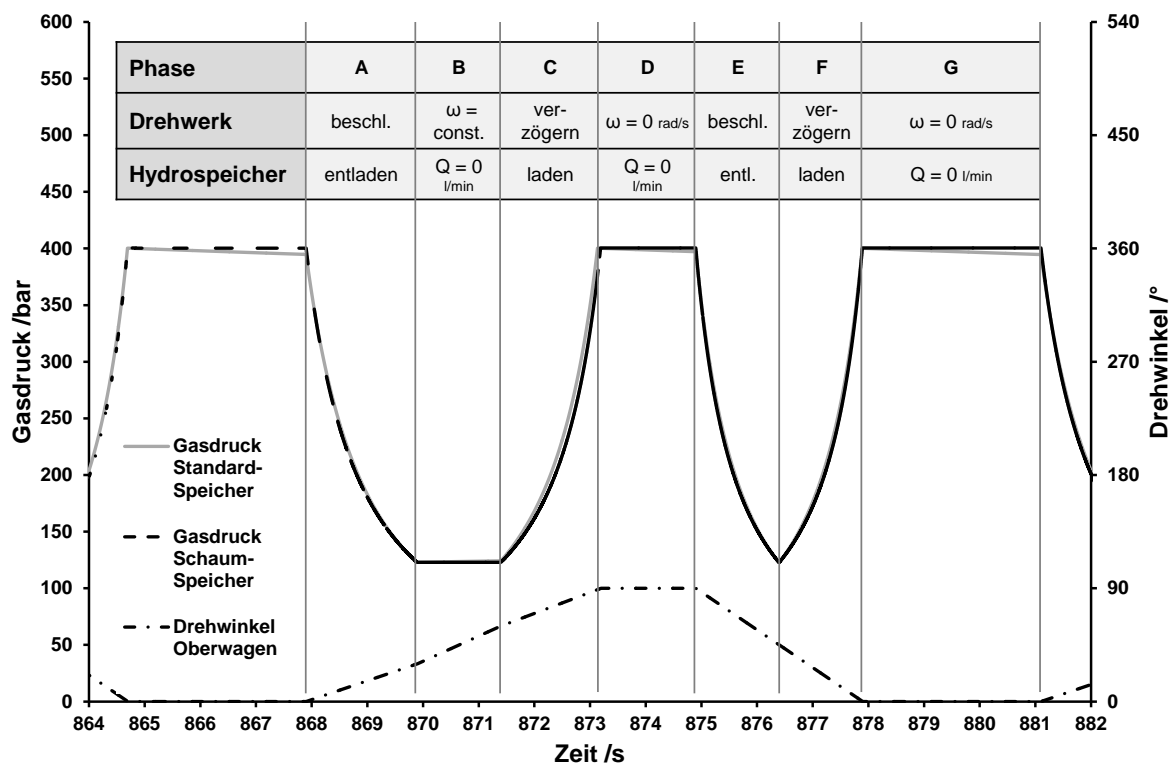
Für die vergleichenden Simulationen wurde beispielhaft jeweils ein Speichervolumen von  $V_0 = 20 \text{ l}$  mit einem maximalen Betriebsdruck von  $p_2 = 400 \text{ bar}$  gewählt, wobei davon ausgegangen wird, dass die Hydrospeicher bei den Energiespeicherprozessen stets komplett geladen werden.

Eine weitere Annahme besteht in der optimalen energetischen Ausnutzung der Standard-Hydrospeicher, wobei die diesbzgl. Auslegung nach [5] bzw. [6] vorgenommen wurde. Daraus resultiert der Vorfülldruck bei  $20^\circ\text{C}$  zu  $p_0 = 111 \text{ bar}$  und  $p_1 = 123 \text{ bar}$ . Für die Schaum-Speicher wurde aus Gründen der Vergleichbarkeit die gleiche Parametrierung verwendet.

## 3.2 Bagger-Zyklus

Bei dem ausgewählten repräsentativen Bagger-Zyklus (vgl. [3]) wird mit einer Maschine der 30t-Klasse grabfähiges, homogenes Bodenmaterial mit der Schaufel aufgenommen. Nach einer 90°-Schwenkbewegung wird die Schaufel über einem Ablageplatz entleert und das Drehwerk wieder zurück geschwenkt. Im Rahmen der durchgeführten Simulationen wurde von einer hydraulischen Hybridisierung des Drehwerks ausgegangen. Bei Beschleunigungsvorgängen des Drehwerks wird der jeweilige Hydrospeicher entladen, bei Verzögerungsvorgängen geladen. Wird das Drehwerk mit konstanter Winkelgeschwindigkeit bewegt oder befindet es sich in Ruhe, so ist der Speicher-Volumenstrom gleich null.

Bild 3.1 zeigt die entsprechenden Prozessphasen eines Arbeitszyklus mit einer Gesamtlänge von ca. 13 Sekunden. Die Hydrospeicher befinden sich bei dem gezeigten Simulationsausschnitt im thermodynamisch eingeschwungenen Zustand, nachdem eine große Anzahl von aufeinanderfolgenden gleichen Zyklen simuliert wurde.

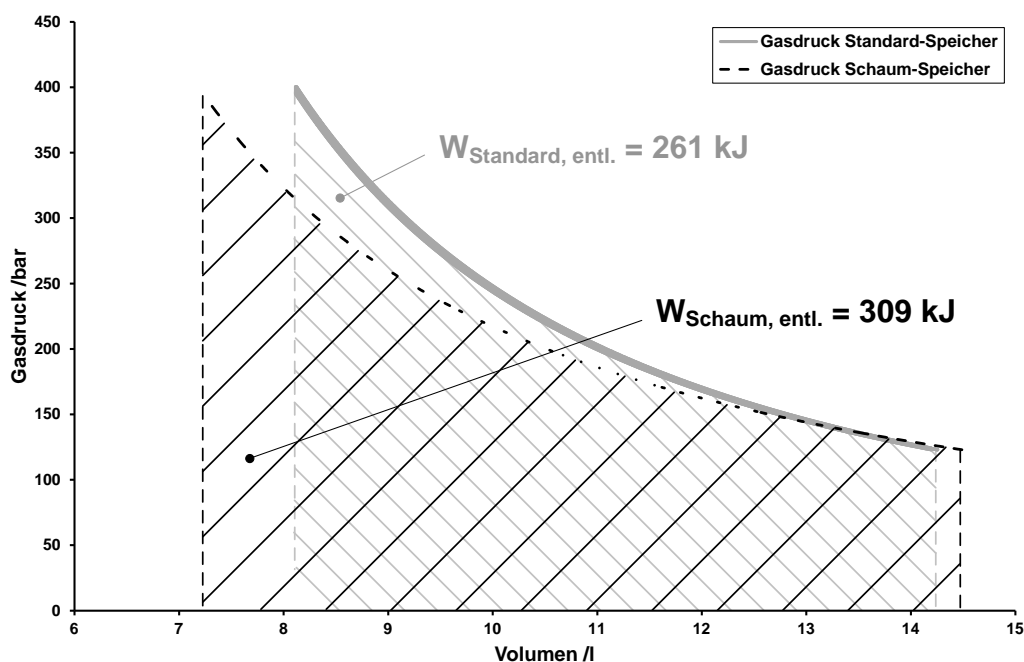


**Bild 3.1: Bagger-Zyklus: Speicher-Drücke und Oberwagen-Drehwinkel**

Selbst die längste Haltephase (G) ist mit ca. 3 Sekunden vergleichsweise kurz. Dementsprechend kann nach Ladevorgängen nur wenig Wärmeenergie aus dem

Speichergas an die Umgebungsluft abgegeben werden. Der Druckabfall fällt auch bei den Standard-Speichern in diesem Fall recht gering aus.

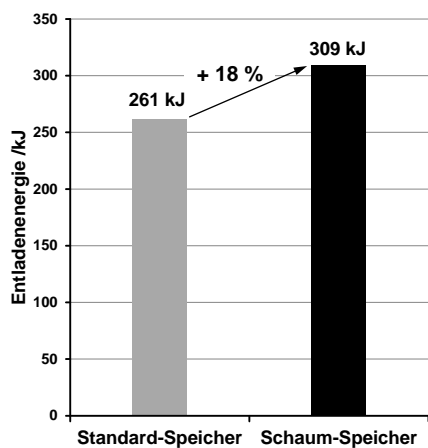
Das entsprechende Druck-Volumen-Diagramm bzgl. der Hydrospeicher ist in Bild 3.2 dargestellt. Die Berechnung der relevanten Energiewerte erfolgte akkumuliert über den betrachteten Zeitabschnitt (s. Bild 3.1), d.h. die Lade- bzw. Entladeenergien der verschiedenen Phasen wurden jeweils addiert. Beim Bagger-Zyklus entspricht auch beim Standardspeicher die Entlade- nahezu der Ladeenergie, weshalb eine Verlustenergie auch rein optisch nicht zu erkennen ist.



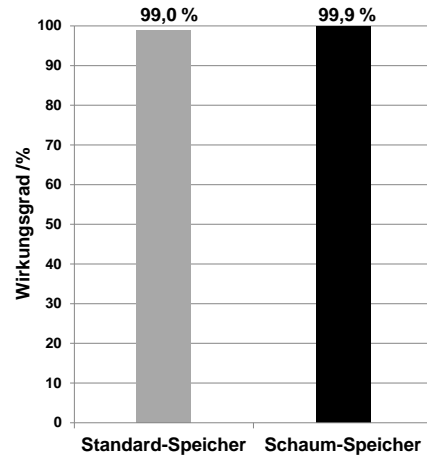
**Bild 3.2: Bagger-Zyklus: Druck-Volumen-Diagramm**

Wie Bild 3.3 zeigt, wird mit den Schaum-Speichern eine Steigerung der Entladeenergie von 261 kJ um 18 % auf 309 kJ erreicht, was hauptsächlich auf den oben beschriebenen Isothermisierungseffekt der Schaum-Speicher zurückzuführen ist (flacherer Kurvenverlauf, größeres Verschiebevolumen).

Der gasseitige Wirkungsgrad (Bild 3.4) wird nur unwesentlich von 99,0 % auf 99,9 % gesteigert. Aufgrund der kurzen Haltephasen weist hier auch der Standard-Speicher einen sehr hohen Wert auf.



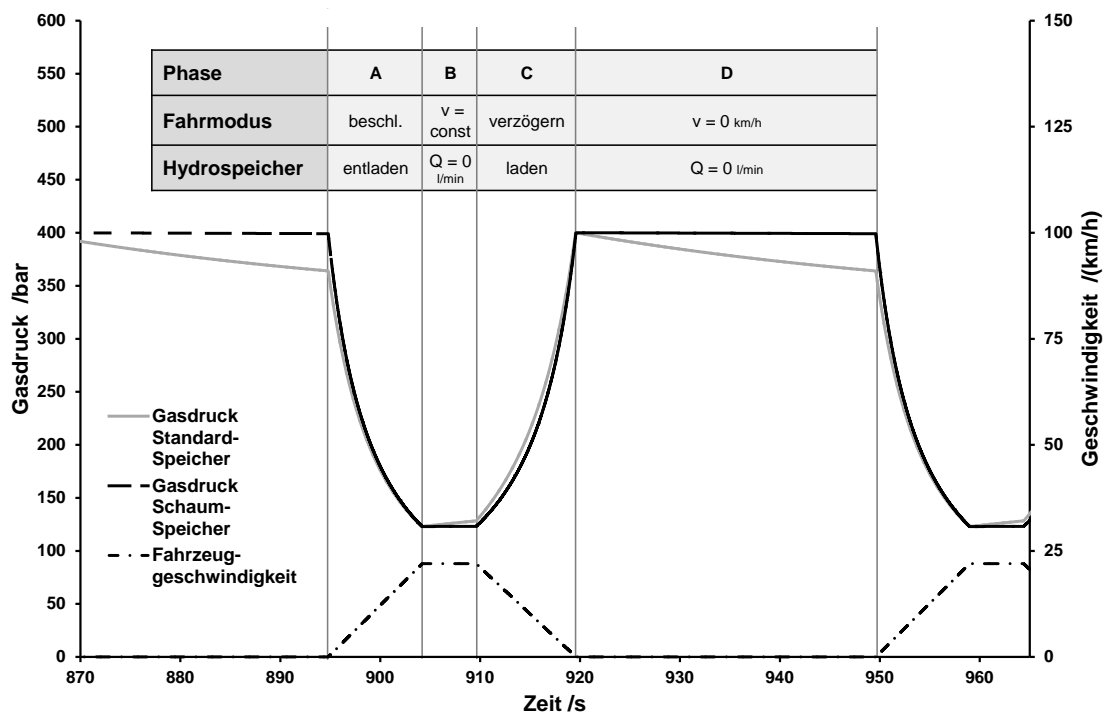
**Bild 3.3: Bagger-Zyklus: Vergleich der Entladeenergien**



**Bild 3.4: Bagger-Zyklus: Vergleich des gasseitigen Wirkungsgrads**

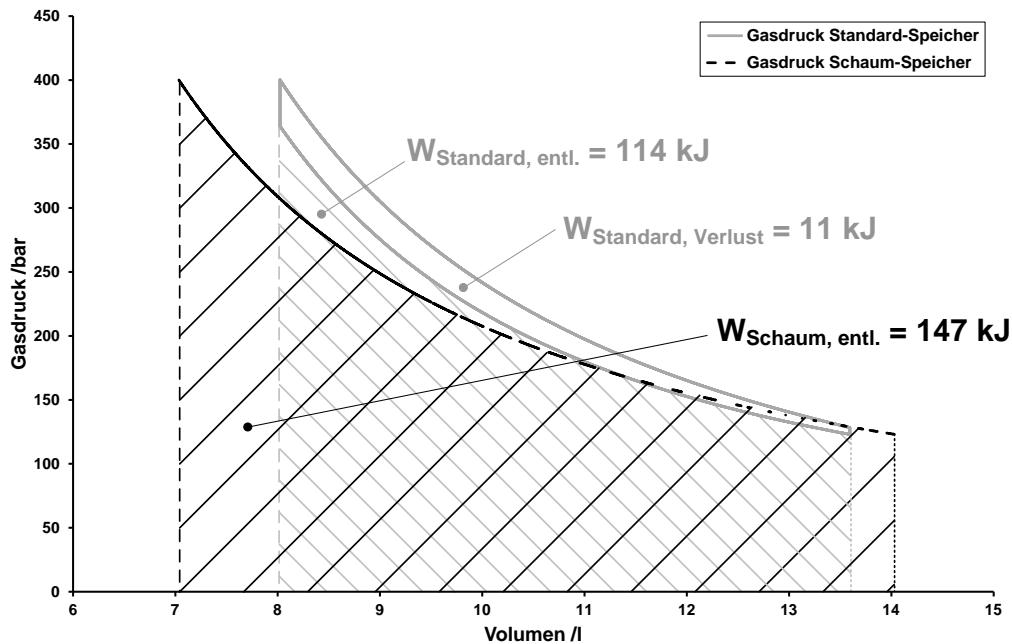
### 3.3 Stadtbus-Zyklus

Der betrachtete Stadtbus-Zyklus basiert auf dem in [4] veröffentlichten Referenzzyklus, der sich auf den Einsatz in New York City bezieht. Für die vorliegende Simulationsstudie wurde das in [4] vorgestellte Geschwindigkeitsprofil des Stadtbusse vereinfacht (s. Bild 3.5). Die Zeitspanne für einen Zyklus beträgt ca. 50 Sekunden.



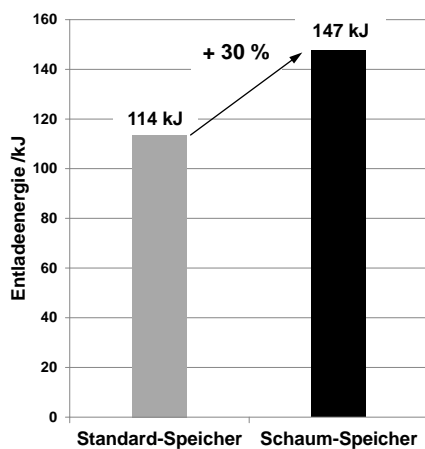
**Bild 3.5: Stadtbus-Zyklus: Speicher-Drücke und Fahrzeuggeschwindigkeitsprofil**

Charakteristisch sind die langen Haltephasen des Busses von ca. 30 Sekunden nach vorherigen Bremsvorgängen. Die „Standphasen“ mit vollem Hydrospeicher sind in diesem Fall stark ausgeprägt, was einen hohen Verlust von Wärmeenergie an die Umgebungsluft verursacht. Der damit einhergehende Druckabfall beträgt am Ende von Phase D ca. 30 bar.

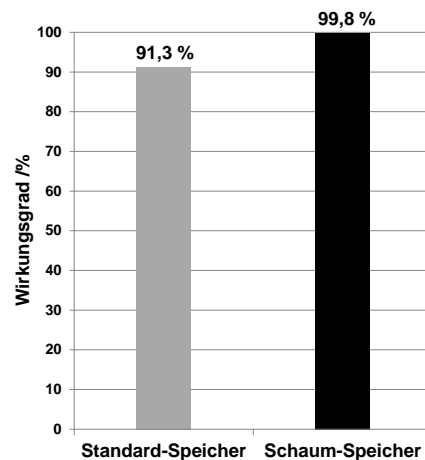


**Bild 3.6: Stadtbuss-Zyklus: Druck-Volumen-Diagramm**

Der Hydrospeicher mit schaumgefüllter Blase kann bei dem betrachteten Stadtbuss-Zyklus im Vergleich 30 % mehr Energie beim Entladen zur Verfügung stellen (s. Bild 3.7). Bzgl. des gaseitigen Wirkungsgrades wird eine Steigerung von 91,3 % auf 99,8 % erreicht (s. Bild 3.8).



**Bild 3.7: Stadtbuss-Zyklus: Vergleich der Entladeenergien**



**Bild 3.8: Stadtbuss-Zyklus: Vergleich des gaseitigen Wirkungsgrades**

## 4 Ausblick

Hydrospeicher mit schaumgefüllter Blase bieten gegenüber Standard-Speichern Vorteile hinsichtlich der Energiekapazität und des gasseitigen Wirkungsgrades. Diese sind aufgrund thermodynamischer Gesetzmäßigkeiten abhängig von den Lastzyklen, mit denen die Hydrospeicher betrieben werden. Um die energetischen Vorteile zu quantifizieren, wurde hinsichtlich zweier hydraulischer Hybrid-Applikationen eine auf die Hydrospeicher bezogene Simulationsstudie durchgeführt.

Prototypentests in realen Mobil- und Industrieanwendungen bestätigen die oben quantifizierten energetischen Vorteile von Hydrospeichern mit schaumgefüllter Blase. Mit Hilfe der Simulationsmodelle für Standard- und Schaumspeicher kann auf Basis von maschinen- bzw. fahrzeugbezogenen Referenzzyklen analysiert werden, welche Steigerungen der Energiekapazität bzw. des gasseitigen Wirkungsgrades durch den Einsatz von Schaumspeichern zu erwarten sind. Auf diese Weise ist außerdem eine optimale Anpassung der Speicher-Parameter, wie z.B. des Nennvolumens und der Betriebsdrücke, an das jeweilige Hybridsystem möglich.

## 5 Literatur

- [1] D. Otis und A. Pourmovahed, „Energy Storage Capacity and Thermal Losses in Hydraulic Accumulators using Elastomeric Foams in the Charge-Gas Volume“ in Fluid Power Symposium, Hangzhou, 1985.
- [2] K.-R. Rupprecht, „Hydrospeicher - Experimentelle und analytische Untersuchungen zur Energiespeicherung,“ Aachen, 1988.
- [3] C. Holländer, „Untersuchungen zur Beurteilung und Optimierung von Baggerhydrauliksystemen,“ VDI Verlag GmbH, Riedwahr, 1998.
- [4] T. J. Barlow, S. Latham, I. S. McCrae und P. G. Boulter , „A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emission,“ IHS, 2009.
- [5] F. Korkmaz, Hydrospeicher als Energiespeicher, Berlin: Springer-Verlag, 1981.
- [6] H. Murrenhoff, Grundlagen der Fluidtechnik - Teil 1: Hydraulik, Aachen: Shaker Verlag, 2012.

# Poclain Hydraulics AddiDrive™ for Heavy Commercial Vehicle

Dipl.-Wirtsch.-Ing. **T. Götz**, Dr.-Ing. **J. Marks**

Poclain Hydraulics GmbH  
Bergstraße 106  
D-64319 Pfungstadt  
E-Mail: Tobias.Goetz@poclain-hydraulics.com

## Abstract

Poclain Hydraulics AddiDrive™ for Heavy Commercial Vehicle (HCV).

Poclain Hydraulics, as a producer of hydrostatic transmission technology components, presents a system that provides extra traction force for HCV. It consists in the installation of a complementary hydraulic transmission to the standard mechanical one, which provides torque on a non-mechanically powered axle - on-demand and only when needed. The system called AddiDrive™ consists in dedicated parts such as motors, pump, valve block, electronics and software. The hydraulic motors are directly integrated into the hub of an axle. They are powered by a pump that is driven by a power take-off (PTO) of the truck's diesel engine. The valve block is engaging- and disengaging the hydraulic motors on the fly. An ECU, linked to the truck-CAN-bus, controls the correct pump swash plate angle during gear box shifting and the valve-shiftings at all times. The system weight is around 400 kg lower than an equivalent mechanical All Wheel Drive (AWD) solution. It combines the advantages of a mechanical AWD truck such as extra traction and the advantages of a standard truck like maneuverability, lower fuel consumption and low center of gravity height. Last, the dedicated software allows to customize the truck according to the application.

**Schlüsselwörter:** AddiDrive™, AWD on-demand, electronics, extra torque, hydraulic motor, hydraulic pump, software, valve block

# 1 Introduction

Poclair Hydraulics is a leader in hydrostatic transmissions based on radial pistons and cam-lobe motors technology. The company is independent and family-owned and has an international group employing of more than 1800 people. For off-road mobile applications, such as agriculture or construction vehicles, Poclair Hydraulics hydrostatic transmission generally consists in the main transmission of the machine. For on-road applications, such as heavy commercial vehicles (HCV over 16 t) or light commercial vehicles (front-driven LCV up to 3,5 t), Poclair Hydraulics has developed various AddiDrive™ on-demand additional mobility solutions.

## 2 Need of extra tractive effort on-demand

On one hand many HCV are designed for long distance transportation, but also need to punctually drive on dirt roads, slippery roads or construction sites. Here are AWD trucks more adapted or even required. On the other hand, while mechanical AWD trucks offer appreciable performances in low adherence conditions, their off-road capacities are usually not much used during their life time cycle. However, they generate constant losses, even when driving on-road in good conditions, e.g. increased fuel consumption due to the constant mechanical drag losses, reduced payload, higher center of gravity and reduced maneuverability.

## 3 AddiDrive™ system

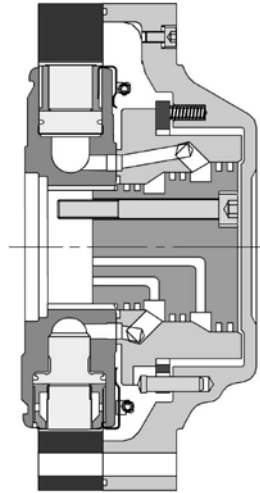
AddiDrive™ system is an additional hydrostatic transmission offering HCV better mobility in difficult driving conditions such as mud, snow, slope or sand. A complementary hydraulic transmission to the standard mechanical one provides torque on a non-mechanically powered axle – unlike standard AWD transmission solutions – only on-demand and only when needed. To implement such a system into the truck it is necessary to integrate at least two hydraulic motors, a pump, a valve block and dedicated electronics including software to control the system.

### 3.1 The hydraulic motors MF08

The heart of the system is the MF radial piston motor. Two MF motors are directly integrated onto the hub of either a steering axle or a straight axle. These

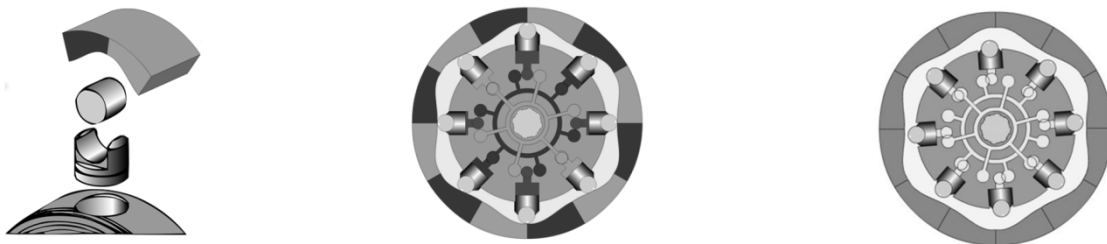


motors consist generally of three parts which are torque unit, case and oil-distribution.



**Figure 3.1: Cut away of MF motor**

The torque unit consists of the cylinder bloc including radial pistons with rollers on a fixed cylinder block and a rotating cam lobe. To feed the cylinder bloc with oil flow, the internal part of the split distribution is fixed to the end of the spindle. It receives oil through axial bores in the spindle. The external part of the distribution rotates with the motor case to control the valve timing and supplies the cylinder block with the required oil flow. The MF motor can be engaged, which is called assist mode and disengaged, free-wheeling mode; both actions can be done on-the-fly.



**Figure 3.2: Schematic of engaged and free-wheeled MF motor**

Springs retract the radial pistons into the cylinder block to assure the correct working of the system in free-wheeling mode. Losses are minimized in that mode since there is no more contact between the rollers and the cam.

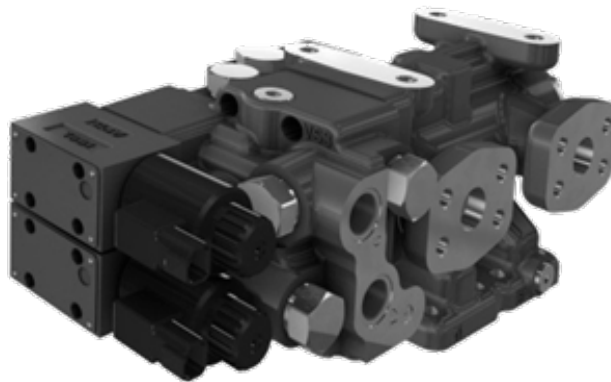
The design of the MF08 allows the integration into the restricted installation space of a truck axle.

### 3.2 The pump

The motors are hydraulically powered by a closed-loop pump, which is attached to an engine-PTO. This variable axial piston pump generates the required flow to the motors. The flow is a function of the machine speed, the engine-speed, the actual gear and the requested torque. It is controlled via the swash plate by the dedicated software. An integrated charge pump supports all necessary auxiliary functions, e.g. pressure and flow to control the valve block and pump and also the exchange flow to cool the closed loop system.

### 3.3 Valve block

The valve block supports all needed functions required by the hydraulic system whether AddiDrive<sup>TM</sup> is disengaged or engaged. Disengaged means not active, during this phase the main spool connects the high pressure lines of the motor with the tank and on the other side the high pressure lines of the pump to each other. At this time a slight pressure is indicated into the motor case to push and keep the pistons into the cylinder block. The rollers of the pistons are not touching the cam-lobes anymore and the motor is in free-wheeling mode.



**Figure 3.3: The valve block supports all hydraulic functions**

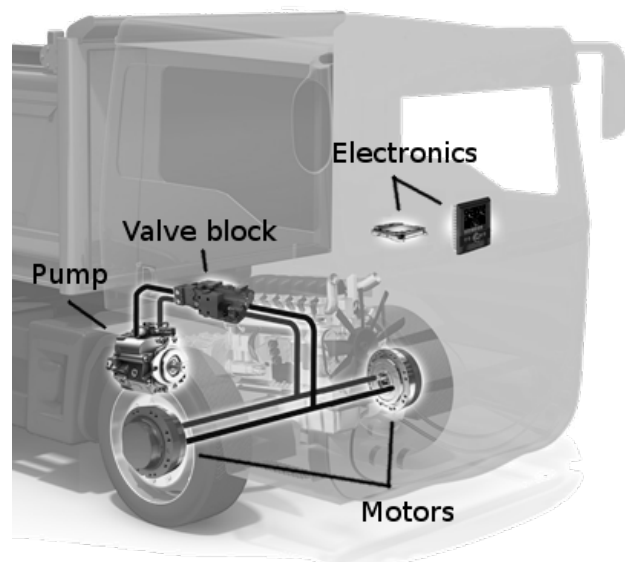
When the system is engaged the valve block connects the pump flow directly to the motors. In this assist mode the rollers of the pistons circulate on the cam ring and provide additional torque to the transmission. The valve block provides also a constant exchange flow to cool the system through an integrated exchange valve.

### 3.4 System working

AddiDrive<sup>TM</sup> transmission system is controlled by the driver from the dashboard and can be engaged on-demand, even when the vehicle is moving. The system

allows on-the-fly engagement and disengagement. When the system is engaged, part of the Diesel engine torque is automatically transferred to the hydraulic axle. According to the road- and adherence-conditions, AddiDrive™ provides additional tractive effort in proportion to the rear wheels spinning in bad road conditions.

The pump flow drives the pistons in the cylinder block and creates a rotation of the motor and thus to the wheel. Depending on the resistance created by the machine, max torque of the motors can be provided from 0 kph until the system reaches maximum allowed power of 82 kW, maximum system pressure is up to 450 bar. The maxima of speed, power and pressure is controlled by the software. During the active phase a permanent flow of oil will be exchanged out of the closed circuit to ensure cooling of the running system.



**Figure 3.4: AddiDrive™ integrated into HCV**

When the system is disengaged, the two MF-motors are in free-wheeling mode and the complete hydraulic system drag losses are reduced to a negligible level. The swash plate angle is in zero position. In free-wheeling mode two active principles keep the pistons in place. Firstly springs connected to the cylinder block apply a constant retaining-force to the pistons and secondly the slightly pressurized motor case forces the pistons into rest position. The complete system is managed by a dedicated software, that controls the shifting sequences of the valve block and the position of the swash plate angle of the pump.

## **4 Summary and advantages of AddiDrive™**

AddiDrive™ gives greater capabilities to the HCV thanks to the torque directly provided to the wheels. The hydrostatic transmission can provide 41 kW additional power per wheel, up to 28 kph. At higher speed, the hydraulic motors are automatically free-wheeled. As long as the system is in ready-mode, it will be automatically re-engaged, if the truck-speed goes below 15 kph. This parameter can be specified by the machine manufacturer.

AddiDrive™ offers the opportunity to improve productivity, combining advantages of AWD trucks and long-haul trucks. The system weight is around 400 kg lower than an equivalent mechanical AWD solution, which is directly converted in additional net payload. The system integration has almost no impact on the vehicle chassis and allows to preserve the standard truck configuration. Cabin, truck-height, ground clearance, aerodynamic and turning radius remain the same. In free-wheeling mode, during high speed transportation, fuel consumption is similar to the standard on-road truck.

# **Zukunftsweisende elektro-hydraulische Lenksysteme**

**Dr. R. Käsler, R. de Zaaijer**

WEBER-HYDRAULIK GmbH

Heilbronner Str. 30

74363 Güglingen

E-Mail: richard.kaesler@weber-hydraulik.com

WEBER-HYDRAULIK Gruppe - V.S.E. Vehicle Systems Engineering

Ravelijn 2

NL-3905 NV Veenendaal

## **Abstract**

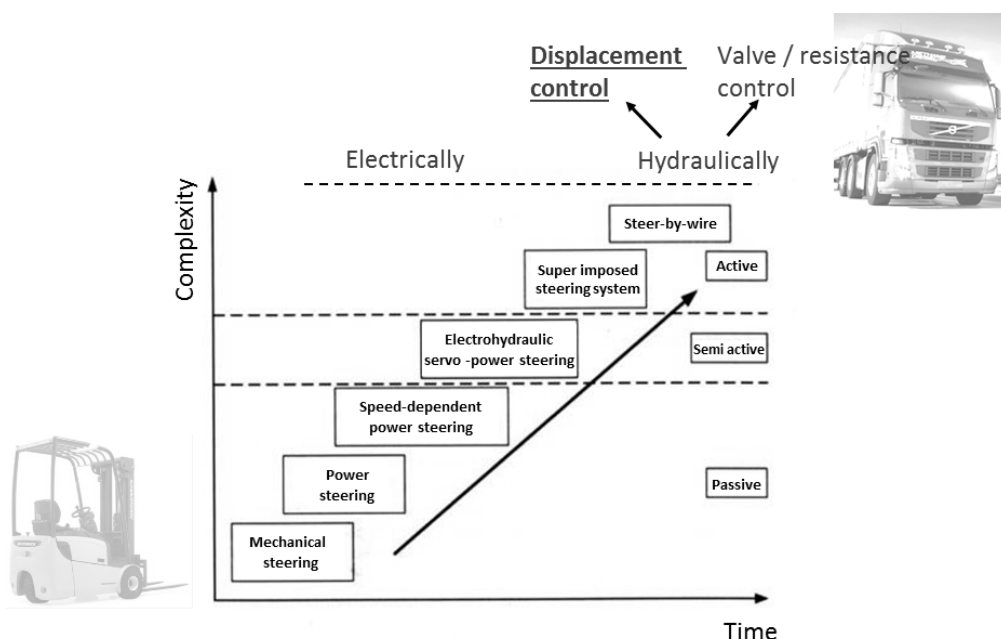
Durch die aktuelle Entwicklung eines elektro-hydraulischen Lenksystems auf der Basis eines permanentmagneterregten Motors stehen den Fahrzeugherstellern eine Vielzahl von Möglichkeiten zur Optimierung der Lenkfunktionalität zur Verfügung. Dank dieser enorm energieeffizienten Technologie können nun das Lenkmoment als auch die Lenkgeschwindigkeit komplett unabhängig beeinflusst bzw. geregelt werden. Dadurch können nahezu alle Komfort- und Sicherheitsziele mit einer überwältigenden Funktionalität realisiert werden. Diese neuen elektro-hydraulischen Lenkungssysteme bringen hinsichtlich Präzision, Sicherheit und Wirtschaftlichkeit ideale Voraussetzungen für alle Lenkungssysteme mit. Sie eröffnen nicht nur markante Potenziale für die Energieeinsparung, durch den Wegfall anderer peripherer Komponenten lässt sich auch über die Gewichtsreduzierung und den geringeren Bauraum ein erheblicher Beitrag zur Optimierung erreichen. Primäre Einsatzgebiete für diese innovativen elektro-hydraulischen Lenkungen sind damit Hinterachslenkungen von Nutzfahrzeugen, Bussen und Trailern sowie Hauptlenkungen von Bau- und Landmaschinen aller Art.

# 1 Einleitung

Eine Lenkung dient dazu, dem Fahrer die Möglichkeit der Fahrzeugführung zu geben. Durch eine Drehung am Lenkrad wird eine Drehbewegung der gelenkten Räder verursacht. Die Übertragung der Lenkbewegung kann dabei durch eine Vielzahl von Übertragungsmechanismen erfolgen.

Üblicherweise wird ein Fahrzeug über die Vorderachse gelenkt. Zur Verbesserung der Wendigkeit insbesondere bei schweren und langen Nutzfahrzeugen kommen darüber hinaus auch Allrad-Lenksysteme zum Einsatz. Zur Verfügung stehen sowohl mechanische, hydraulische als auch neue elektrohydraulische geregelte Systeme. Die einfach aufgebaute mechanische oder hydraulische Hinterachslenkung wird als sogenannte Zwangslenkung bezeichnet. Sie überträgt jeden für die Vorderräder ausgeführten Lenkbefehl an die Hinterachse, nimmt aber keinen Einfluss auf den Lenkwinkel der Hinterräder. Die Lenkarbeit übernimmt dabei nur das Vorderachslenkensystem.

Wesentlich variabler und zugleich auch wirtschaftlicher arbeiten elektrisch geregelte Systeme (Bild 1). Sie eignen sich darüber hinaus auch für Nutzfahrzeuge mit mehreren Hinterachsen. Auf dieser Basis können zwei unabhängige Lenkungskreise mit unterschiedlichen Strategien betrieben werden. Unter dem Aspekt der Energieeffizienz ist für diese elektrohydraulischen Systeme der Antrieb (motorgetriebene Konstantpumpe oder konventioneller Elektromotor) das Kernproblem, welches sich in den sogenannten Umlaufverlusten äußert.



**Bild 1: Geschichtliche Entwicklung von Lenksystemen**

Mit einem neuartigen permanentmagneterregten Motor ist es WEBER-HYDRAULIK gelungen, elektro-hydraulische Lenksysteme leistungsgerecht zu betreiben. Die so realisierte Verdrängersteuerung regelt Fördermenge und Druck vollkommen unabhängig und extrem schnell. Lenksysteme mit diesem neuen Antrieb positionieren äußerst präzise. Größter Vorteil jedoch ist die enorme Effizienz, denn nach der Positionierung steht der Antrieb still und benötigt keine Energie. Zudem entfallen Steuerungsventile, so dass diese neuartigen elektro-hydraulischen Lenkungen nicht nur energieeffizienter, sondern auch sehr kompakt und gewichtssparend sind. Haupteinsatzbereiche für derartige elektro-hydraulische Lenksysteme sind Fahrzeuge aller Art. Das erste elektro-hydraulische Lenksystem mit einem permanentmagneterregten Motor wird bereits seit 2005 in einem Gabelstapler in Serie eingesetzt. Da diese Flurförderfahrzeuge nicht im Straßenverkehr eingesetzt werden, werden die Vorteile dieses Lenksystems hier auch auf der Hauptachse genutzt. Bei Bussen, Nutzfahrzeugen und Trailern kommen diese Lenksysteme aktuell bei der Vor- und Nachlaufachse zum Einsatz. Den Sicherheitsanforderungen im Straßenverkehr wird durch ein ausgeklügeltes Sicherheitsventil Rechnung getragen. Dank des Sicherheitsventils, das bei Stromausfall öffnet und so den Druck im Lenksystem in den Vorratsbehälter entlässt oder sogar einen Hydrospeicher zuschaltet, können die Räder auch im eingelenkten Zustand langsam in die Geradeausposition zurückbewegt werden. Eine redundante Ausführung des Lenksystems soll den zukünftigen Einsatz bei Landmaschinen ermöglichen sowie dem Steer-By-Wire zum Durchbruch verhelfen und die Lenksäulendurchführung im Kabinenboden überflüssig machen.

Die Entwicklung dieser neuartigen elektro-hydraulischen Lenkungen wurde durch den wachsenden Trend zur Elektrifizierung von Subsystemen initiiert. Als Elektrifizierung, wird allgemein die Bereitstellung der Infrastruktur zur Versorgung mit elektrischem Strom, sowie die Umstellung der Nebenaggregate bezeichnet. WEBER-HYDRAULIK ist es jetzt mit der Entwicklung einer Vielzahl von elektro-hydraulischen Aktuatoren gelungen, den Kundenerwartungen gerecht zu werden. Durch die konsequente Umsetzung der Verdrängersteuerung, den Einsatz neuester Motoren und der entsprechenden Controller, ist es gelungen, die Leistungsverluste ventilgesteuerter Systeme komplett zu eliminieren. Zudem sind diese neuen Systeme aufgrund des einfacheren Aufbaus auch hinsichtlich des Gewichtes und der Kosten im Vergleich zu ventilgesteuerten Systemen deutlich im Vorteil.

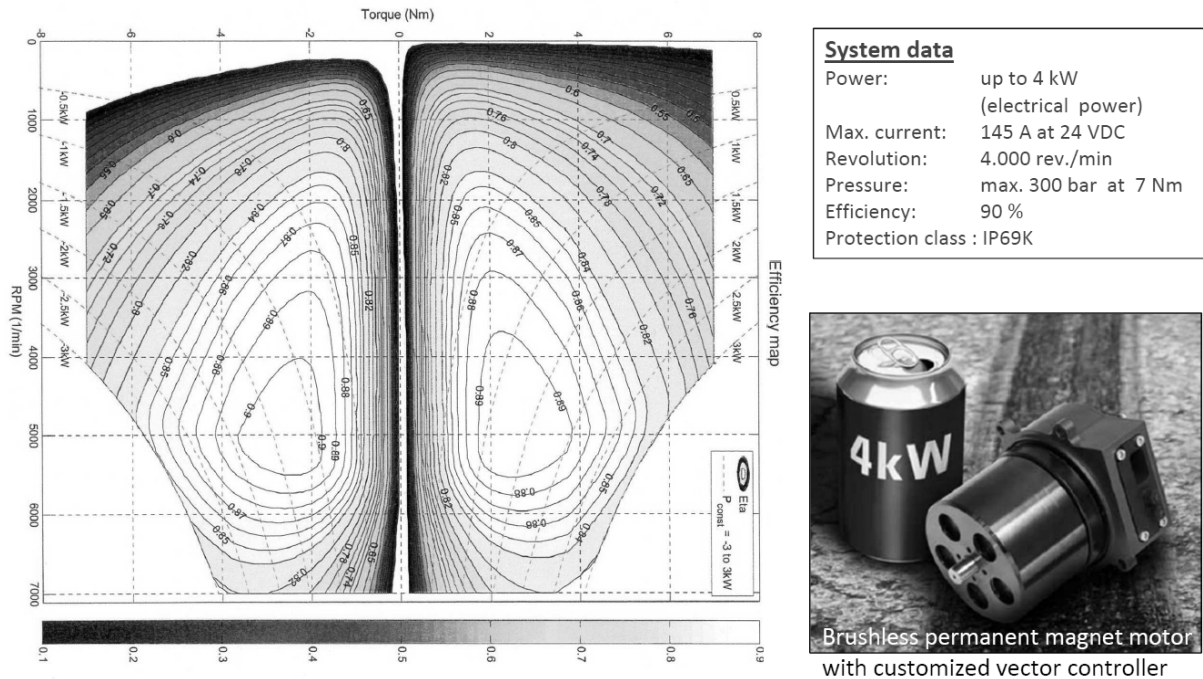
Die überwältigende Energieeffizienz stellt neben der Robustheit und Hysteresefreiheit insbesondere bei dynamischen Lasten die wesentlichen Vorteile im Vergleich zu den elektro-mechanischen Systemen dar. Letztere werden bisher bei Personenkraftwagen bei geringen Lastanforderungen bevorzugt eingesetzt. Die mögliche Überlastabsicherung, die Bandbreite der hydromechanischen Übersetzung und die implementierte Positionserfassung bilden jedoch die Basis für den zunehmenden Einsatz der vorgestellten elektro-hydraulischen Systeme.

## **2 Permanenterregte Motoren machen Verdrängersteuerung möglich.**

Die Technologie der hocheffizienten Permanent-Magnet-Synchron-Motoren (PMSM) oder bürstenlosen Gleichstrommotoren (BLDC) ist der Schlüssel zu diesem neuartigen Lösungsansatz. Permanenterregte Motoren sind dank ihrer sehr hohen Leistungsdichte nicht nur höchst energieeffizient, sondern sie können auch, mit dem geeigneten Controller, sehr exakt geregelt werden. Diese außergewöhnlich hohe Regelgenauigkeit der Motoren lässt sich für eine Direktansteuerung von Hydraulikzylindern über die Hydraulikpumpe nutzen. Das durch die Pumpe geförderte Volumen ist direkt proportional zum verdrängten Volumen im Hydraulikzylinder und damit zur Kolbenstangenposition, deshalb spricht man hier von einer Verdrängersteuerung. Der Motor bildet mit Pumpe, Lenkzylinder und Positionssensor einen geschlossenen Regelkreis und die Pumpe fördert nur exakt so lange, bis die Soll-Position des Lenkzylinders erreicht ist. Für den Soll-Ist-Wertabgleich ist ein Positionssensor in den Hydraulikzylinder integriert, der die Rückmeldung an den Regler gibt. Die Positioniergenauigkeit des Zylinders wird nicht durch den Motor sondern durch das Messsystem bestimmt und liegt im Bereich von unter 0,1 mm.

Für den Einsatz in mobilen Maschinen, Bussen, Nutzfahrzeugen und Trailern mit einem 24 Volt Bordnetz wurden Motoren bis zu einer Leistung von bis zu 4 kW mit einem Innovationspartner entwickelt (Bild 2). Dabei verfügen die Elektromotoren durch das patentierte Konstruktionsprinzip über eine außergewöhnlich hohe Leistungsdichte. Der Größenvergleich zwischen einer 0,3 Liter Geträndedose und dem Motor ist deshalb besonders beeindruckend, da dieser Motor bei ungefähr gleichem Volumen rund 4 kW Leistung bei einem Wirkungsgrad von bis zu 90 % bringt.





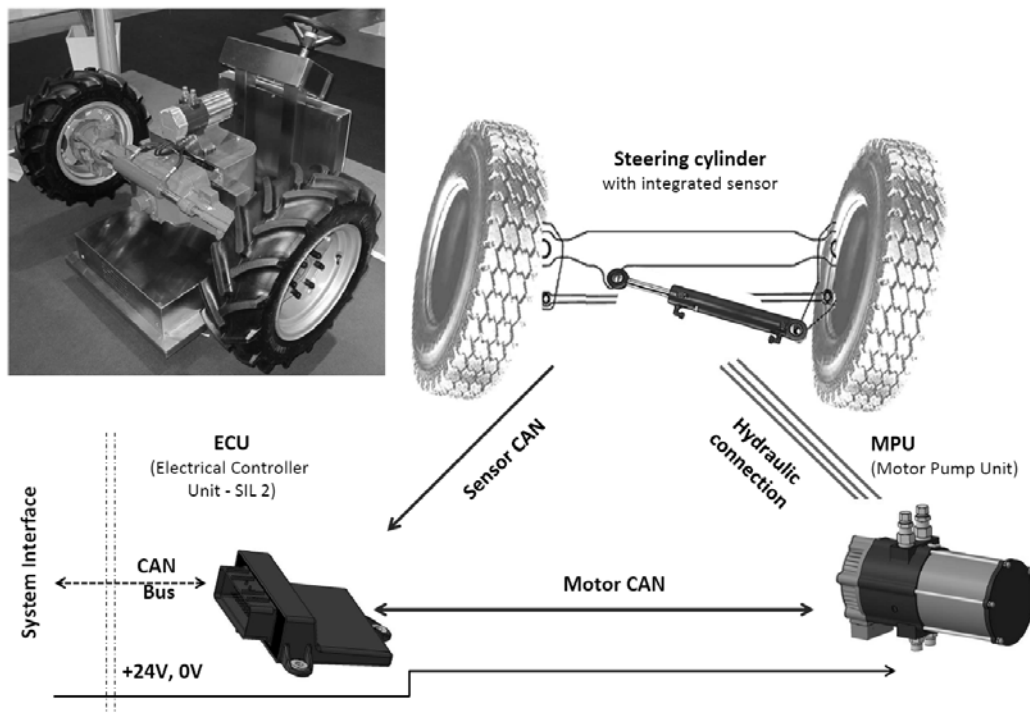
**Bild 2: Der speziell für Linearaktuatoren entwickelte bürstenlose Permanentmagnetmotor glänzt durch eine außergewöhnlich hohe Leistungsdichte**

Ein wesentlicher Erfolgsfaktor für den Siegeszug der permanenterregten Motoren ist auch in dem spezifischen Controller begründet. Auf dem neu entwickelten Controller wurde die Vektorregelung konsequent umgesetzt. Die Vektorregelung ist ein Regelungskonzept, bei dem sinusförmige Wechselgrößen nicht direkt in ihrem zeitlichen Momentanwert, sondern in einem um den Phasenwinkel innerhalb der Periode bereinigten Momentanwert geregelt werden. Zu diesem Zweck werden die erfassten Wechselgrößen jeweils in ein mit der Frequenz der Wechselgrößen rotierendes Koordinatensystem übertragen. Durch das Regelungskonzept können die beiden Regelgrößen (Drehmoment und Drehzahl) völlig unabhängig voneinander geregelt werden. Ein integrierter Hallsensor ermöglicht darüber hinaus die winkelgenaue Positionierung.

### 3 Die Zukunft elektro-hydraulisch gelenkter Achsen hat schon begonnen

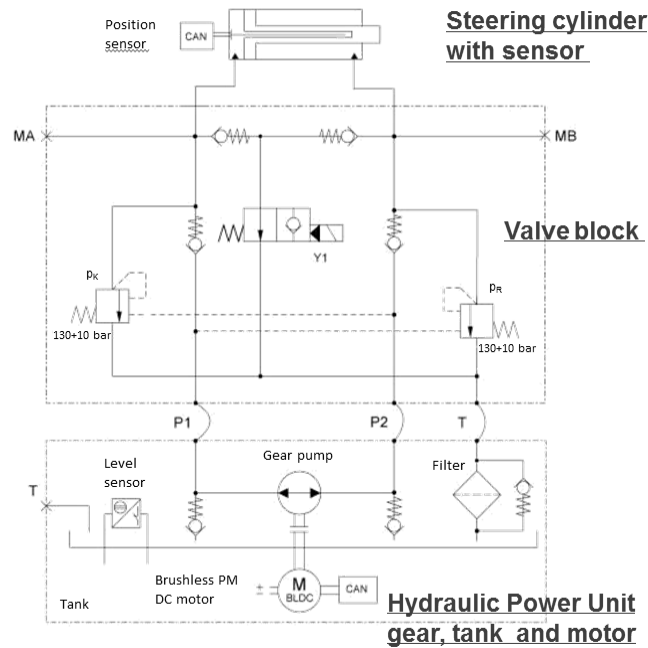
Durch die direkte Kopplung der Zylinder- bzw. Lenkposition mit dem Pumpenantrieb über die Verdrängersteuerung bleiben z.B. Temperatur oder Viskosität ohne Einfluss auf die Positioniergenauigkeit. Die Regelbarkeit und Dynamik dieser Motoren ist so hoch, dass ein Achslenksystem problemlos mit Geschwindigkeiten von bis zu 60 mm/s und Lenkkräften bis 50 kN realisiert werden kann.

Ein Achslenksystem lässt sich mit diesen elektro-hydraulischen Aktuatoren zu einer einfach zu montierenden Kompletteinheit kombinieren (Bild 3). Diese besteht aus dem Hydrauliklenkzylinder mit integriertem Messsystem, einer Konstantpumpe, dem permanenterregten Motor mit integriertem Controller und einem Gehäuse in dem die Einheit adaptiert wird. Das Gehäuse wird in der Regel kundenspezifischen an die bestehenden Bauraumverhältnisse angepasst und bildet mit den Öltank ein geschlossenes System. So muss lediglich eine CAN-Busverbindung zum Controller hergestellt werden, der die Lenksignale verarbeitet und die Stellwerte an den Motor vorgibt.



**Bild 3: Die elektro-hydraulische Lenkeinheit besteht aus einer Motor-Pumpeneinheit, einem Lenkzylinder und einem elektrischen Controller**

Das Lenksystem (Bild 4) verfügt darüber hinaus über Lasthalteventile, so dass die über die Lenkung gewählte Position des Lenkzylinders so lange gehalten wird, bis ein neuer Lenkeingriff erfolgt. Die Ventile begrenzen den max. Systemdruck und schützen alle Komponenten vor einer Überlast. Dabei wandelt die Konstantpumpe die mechanische Antriebsleistung des Motors in eine hydraulische Ausgangsleistung um. Die hydraulische Leistung wird im Zylinder erneut in eine mechanische Leistung überführt. Aus der begrenzten elektrischen Eingangsleistung max. 4 kW (24 Volt Bordnetz) gilt es eine möglichst hohe mechanische Ausgangsleistung zu erzielen. Der Gesamtwirkungsgrad des Lenksystems liegt bei Nennlast bei nahezu 70 %.



**Bild 4: Schaltplan der elektro-hydraulischen Lenkung mit Verdrängersteuerung und einem permanent magneterregten Motor**

Die Filterausführung in diesen Lenksystemen wird grundsätzlich als Rücklauffilter angeordnet. Durch den Wegfall von Steuerungsventilen ist eine Grobfiltration von 100 µm absolut ausreichend.

## 4 Controller für sicherheitsrelevante Systeme

Mit diesen innovativen Lenkungen werden engere Kurvenradien und ein wesentlich leichteres sowie präziseres Rangieren möglich. Die bisher hierfür eingesetzten mechanischen Systeme stoßen angesichts wachsender Anforderungen an ihre Grenzen. Auch die hydraulischen Lösungen mit Ventilsteuerung entsprechen nicht den zukunftsgerichteten Vorgaben der Fahrzeughersteller. Hauptproblem ist die permanent angetriebene Hydraulikpumpe. Die ersten Serienapplikationen für die neuen elektrohydraulischen Lenkungen wurden bei Flurförderfahrzeugen realisiert und sind bereits seit mehr als 10 Jahren im Einsatz. Die überwältigenden Vorteile derartiger Lenksysteme führen derzeit zu einem breiten Einsatz bei Nutzfahrzeugen. Als sicherheitsrelevantes System unterliegt es der ISO 26262, die die funktionale Sicherheit von Kraftfahrzeugen regelt. In dieser Norm sind Sicherheitsanforderungsstufen definiert, nach denen Systeme klassifiziert und Sicherheitsziele abgeleitet werden. Die Stufen reichen von Qualitätsmaßnahme für nicht sicherheitsrelevante Anforderungen bis zu ASIL D als höchste Sicherheitsstufe in Kraftfahrzeugen.

Das von WEBER-VSE entwickelte Lenksystem verfügt deshalb über ein zweikanaliges Steuergerät mit einem Stell- und einem Sicherheitskreislauf (ASIL D / SIL 3) sowie einigen systemimmanenten Sensoren. Der Controller kann im Fall einer Fehlfunktion die gesamte Lenkung in einen sicheren Zustand überführen. Da eine nicht angetriebene Achse über selbstzentrierende Eigenschaften verfügt, überführt der Controller bei einer Fehlfunktion die Lenkung in den Modus „Achse frei“. Um die angetriebenen Achsen in die Geradeausposition zu führen und dort zu arretieren, verfügen diese Systeme über einen zusätzlichen Hydrospeicher. Dabei wirkt der Speicherdruck auf zwei hydraulische Zentrierkolben in dem sogenannten Lenkzentrierzylindern und garantieren hierdurch die Rückstellung in die Geradeausposition.

Das gesamte elektro-hydraulische System wurde so ausgelegt, dass alle Fehlfunktionen sicher beherrscht werden können. Das Sicherheitsrisiko wurde durch eine Risikoanalyse auf Basis einer FMEA identifiziert. Zur Minimierung des Risikos wurde ein entsprechendes Sicherheitskonzept entwickelt und implementiert. Neben dem Fehlerausschluss nach dem Stand der Technik bei mechanischen Komponenten wird für alle Fehlfunktionen eine schnelle Überführung des Systems in einen sicheren Zustand umgesetzt. Die Wirksamkeit des Konzeptes wird durch einen Sicherheitsnachweis dokumentiert.